В. Б. ЯКОБСОН

МАЛЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ



В. Б. ЯКОБСОН

МАЛЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

МОСКВА · ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ · 1977

УДК 621. 56/57

Малые холодильные машины. ЯКОБСОН В. Б. 1977.

Миллионы малых холодильных машин изготовляют ежегодно в Советском Союзе. Масштабы их производства непрерывно возрастают. Цель этой книги — систематично и по возможности полно осветить теорию, конструкции, методы и результаты испытаний, вопросы автоматизации и эксплуатацию малых холодильных машин.

В книге дан анализ термодинамических циклов компрессионной холодильной машины с открытым и герметичным компрессорами. Подробно рассмотрены конструкции, результаты исследований и методы расчета поршневых и ротационных, герметичных, бессальниковых, экранированных и открытых компрессоров и агрегатов, работающих на фреонах-12, -22 и -502. Освещены вопросы, касающиеся оценки показателей качества и экономической эффективности малых холодильных машин.

Большое внимание уделяется теплообменным аппаратам — воздушным и водяным конденсаторам, испарителям, воздухоохладителям, регенеративным теплообменникам — их конструкциям, результатам исследований, методам расчета и оптимизации.

Рассмотрены проблемы автоматического регулирования и защиты и основные схемы холодильных машин бытовых холодильников и кондиционеров, торгового холодильного оборудования, механических осушителей воздуха, рефрижераторных контейнеров и стационарных малых холодильных установок, вопросы их эксплуатации и надежности.

Таблиц 89. Иллюстраций 186. Список использованной литературы — 217 названий.

Рецензенты: д-р техн. наук А. А. ГОГОЛИН, канд. техн. наук К. Д. КАН.

Я $\frac{30316-071}{044(01)-77}$ 71—77

ВВЕДЕНИЕ

В последние десятилетия ведущее место в холодильной технике занял новый класс машин — малые холодильные машины.

Создание малых холодильных установок представляет собой одну из наиболее ярких страниц в истории машиностроения. Энергетическая система, состоящая из комплекса машин и аппаратов, работающая без наблюдения в течение 10—20 лет, справедливо может считаться чудом техники. В Советском Союзе имеются десятки миллионов таких установок, это — бытовые холодильники.

Малые холодильные машины получили широчайшее распространение в быту (холодильники, морозильники, кондиционеры), в торговле и общественном питании (холодильные шкафы, камеры, прилавки, витрины, охлаждаемые торговые автоматы), на транспорте и в пищевой промышленности. Широкое применение они находят в других отраслях промышленности, в сельском хозяйстве, строительстве, медицине, оборонной технике и науке.

Исключительно высокие темпы роста производства малых холодильных машин в Советском Союзе показывают следующие цифры. В 1960 г. выпуск бытовых холодильников составил 500 тыс., а в 1972 г. достиг 5 млн. шт. Общее количество малых холодильных установок в торговле и общественном питании страны превышает 1,5 млн. шт.

Быстро растет производство малых холодильных машин и в других социалистических странах, в частности в ГДР, ЧССР, НРБ и в ряде капиталистических стран (США, Франции, Японии и др.).

Основной тип этих машин — паровые компрессионные машины, составляющие свыше 95% всех машин данного класса. В охлаждаемых объектах самых малых размеров, таких, как небольшие бытовые холодильники, применяют также машины паровые; абсорбционные; термоэлектрические; воздушные с вихревой трубой; с разомкнутым циклом [82, 126, 187], — рассмотрение которых выходит за рамки этой книги.

В паровой компрессионной холодильной машине (рис. 1, *а*) жидкий холодильный агент кипит в испарителе *4* при низкой температуре, отводя тепло от охлаждаемого объекта. Образующийся пар сжимается компрессором *1*, при этом его температура повышается. В конденсаторе *2* пар отдает тепло окружающему воздуху или воде и снова превращается в жидкость. Жидкий холодильный агент дросселируется в регулирующем вентиле *3* или в трубке малого диаметра (капиллярная трубка) и возвращается в испаритель. При этом небольшая часть жидкости испаряется, охлаждая остальную часть до температуры кипения.

В малых холодильных машинах преобладают поршневые непрямоточные (рис. 1,*б*) компрессоры; прямоточные (рис. 1,*в*), как более сложные в изготовлении, остались лишь в машинах с колебательным электроприводом. Применяют также ротационные компрессоры с катящимся ротором (рис. 1,*г*)

и, в меньшей мере, пластинчатые (рис. 1,*д*). В самолетных кондиционерах используются также малые винтовые компрессоры.

К малым относят одноступенчатые холодильные машины номинальной холодопроизводительностью до 12 000—18 000 Вт (10 000 — 15 000 ккал/ч). Малые паровые холодильные машины можно разделить на несколько групп.

К первой, наиболее распространенной группе относят машины номинальной холодопроизводительностью примерно до 350 Вт (~300 ккал/ч). Их основные элементы: герметичный (со встроенным электродвигателем в заваренном кожухе) компрессор; конденсатор со свободным движением воздуха; капиллярная (дроссельная) трубка, заменяющая регулирующий вентиль; испаритель со свободным движением воздуха.

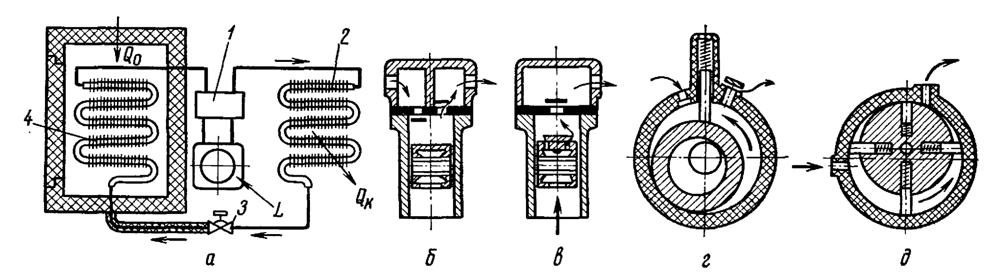


Рис. 1. Паровая компрессионная холодильная машина:
а — схема; *б*, *в* — поршневые компрессоры; *г*, *д* — ротационные компрессоры.

Во вторую группу входят машины холодопроизводительностью от 350 до 1200 Вт (~1000 ккал/ч). Основные элементы этих машин: герметичный компрессор; конденсатор с принудительным движением воздуха; капиллярная трубка или терморегулирующий вентиль; испаритель со свободным или с принудительным движением воздуха.

К третьей группе принадлежат машины холодопроизводительностью более 1200 Вт, монтируемые на заводах-изготовителях. Их основные элементы: герметичный или бессальниковый (со встроенным электродвигателем в разъемном кожухе со съемными крышками цилиндров) компрессор; конденсатор с принудительным движением воздуха; капиллярная трубка или терморегулирующий вентиль; испаритель с принудительным движением воздуха. В автомобильных установках этой группы широко применяются также открытые (сальниковые) компрессоры с приводом от автомобильного двигателя.

В четвертую группу входят машины холодопроизводительностью более 1200 Вт, монтируемые на месте эксплуатации. Здесь используют бессальниковые и открытые компрессоры; конденсаторы с принудительным движением воздуха; терморегулирующие вентили; испарители со свободным или принудительным движением воздуха.

В качестве холодильных агентов в первой группе применяют фреон-12, в остальных — фреоны-12, -22 и -502.

Следует отметить, что границы указанных групп в известной мере условны и что наряду с основными группами имеются их многочисленные варианты. Например, в машинах первой группы применяют испарители с принудительным движением воздуха, в машинах второй группы — бессальниковые компрессоры. Распространены машины для торгового оборудования с открытым компрессором. Ранее этот тип машины был основным, но в настоящее время его вытесняют более совершенные герметичные и бессальниковые машины.

В паровую компрессионную холодильную машину кроме основных элементов (компрессора, конденсатора дросселирующего устройства и испарителя) входят дополнительные, улучшающие характеристики машины и облегчающие ее эксплуатацию.

Регенеративный теплообменник обеспечивает переохлаждение жидкости перед дросселирующим устройством за счет перегрева пара, всасываемого компрессором. Это улучшает характеристики и повышает надежность машины. Ресивер служит для хранения запаса жидкого фреона. Фильтр и осушитель очищают холодильный агент и масло от механических и химических примесей и влаги, тем самым устраняя опасность коррозии. Индикатор влажности сигнализирует о присутствии влаги в системе. Эти вспомогательные элементы служат для повышения надежности и долговечности машины. Автоматические приборы регулируют работу машины и обеспечивают ее защиту от аварий.

Условия работы малой холодильной машины существенно отличаются от условий работы машин большой холодопроизводительности, поэтому их термодинамические циклы имеют важные особенности. Это вызвано в первую очередь применением компрессоров со встроенным электродвигателем. Коренным образом отличаются конструктивные формы и рабочие процессы малых холодильных машин, технология их изготовления и соответственно основы проектирования.

К малым холодильным машинам предъявляют особые требования. Надежность этих машин должна быть очень высока: они работают многие годы без постоянного наблюдения. Уровень шума должен быть низок, так как их устанавливают в жилых домах, торговых залах и конторских помещениях. Не случайно именно в стандартах на малые холодильные машины впервые в холодильной технике были введены нормативные показатели безотказности, долговечности шума и вибраций.

Методы испытаний малых холодильных компрессоров и агрегатов также значительно отличаются от методов испытания компрессоров и агрегатов большой производительности в связи с измерением малых расходов холодильного агента и особенностями испытаний компрессоров со встроенным электродвигателем.

Малые холодильные машины идут в авангарде технического прогресса холодильной техники. Именно в этой области впервые были введены: полная автоматизация работы машины и установки; агрегатирование и монтаж на заводе-изготовителе; применение нетоксичных и невзрывоопасных холодильных агентов — фреонов; герметизация компрессоров; повышение частоты вращения компрессоров до $50 c^{-1}$ (3000 об/мин).

Это почти полностью совпадает с теми задачами, которыми в настоящее время характеризуется прогресс в области машин средней и большой холодопроизводительности.

До последнего времени исследования проводились преимущественно в области машин средней и большой холодопроизводительности.

Книга, впервые посвященная малым холодильным машинам [213], показала богатство их конструктивных форм. Первые результаты научно-исследовательской работы, выполненной в Советском Союзе, были изложены в работе [54], а справочные данные приведены в работах [49, 50].

Обобщение данных о малых холодильных машинах, их изучение и разработка нормативных материалов были начаты в Советском Союзе четверть века назад, когда во ВНИХИ (Всесоюзном научно-исследовательском институте холодильной промышленности) по инициативе Ш. Н. Кобулашвили, светлую память о котором хранят его сотрудники, была создана лаборатория малых холодильных машин. В настоящее время эта работа возглавляется отделом холодильной техники ВНИИторгмаша (Всесоюзного научно-исследо-

вательского и экспериментально-конструкторского института торгового машиностроения).

Работа выполнялась в тесном контакте с заводами и конструкторскими бюро малых холодильных машин и комбинатами холодильного оборудования.

Среди ее участников в первую очередь следует назвать недавно скончавшегося талантливого ученого Д. М. Иоффе.

В последнее время в советской и иностранной периодической литературе появилось много статей, посвященных конструированию и исследованию малых холодильных машин. Работы в этой области проводятся ВНИИторгмашем и рядом других организаций.

В книге отражены результаты этой обширной работы, всем участникам которой автор приносит свою искреннюю благодарность.

Автор благодарит за ценные советы рецензентов книги — проф. А. А. Гоголина и доц. К. Д. Кана.

Отзывы и замечания просьба направлять по адресу: 113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., 12. Издательство «Пищевая промышленность».

Глава I. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ И ТЕПЛОВОГО НАСОСА С ОТКРЫТЫМ И ГЕРМЕТИЧНЫМ КОМПРЕССОРАМИ

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Холодильная машина. Назначение холодильной машины — отводить тепло от охлаждаемого объекта (тела более низкой температуры) и передавать более теплой окружающей среде (окружающему воздуху, охлаждающей воде).

Принцип действия холодильной машины определяется основными законами термодинамики [189].

В паровой холодильной машине для переноса тепла Q_0 (рис. 2,*а*) от более холодного тела (холодного источника, имеющего температуру $T_{х.и}$) в окружающую среду (с температурой $T_{о.с}$) требуется затратить работу L. Рабочее тело холодильной машины (холодильный агент) совершает замкнутый цикл, периодически возвращаясь в первоначальное состояние. В этом обратном круговом процессе тепло $Q_к$ отдается окружающей среде.

Уравнение теплового баланса паровой холодильной машины (на основе первого закона термодинамики)

$$Q_0 + L = Q_к. \qquad (I-1)$$

Рис. 2. Температурные границы циклов:
а — холодильной машины, теплового насоса и машины с комбинированным циклом; *б* — круглогодичного кондиционера в летнем и зимнем режимах работы.

Основной показатель, характеризующий энергетическое совершенство холодильной машины — это холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L}. \qquad (I-2)$$

Чем больше ε, тем при прочих равных условиях совершеннее машина.

Тепловой насос. Назначение теплового насоса — передавать тепло от окружающей среды нагреваемому объекту (телу более высокой температуры). Тепловой насос (*ТН*) отличается от холодильной машины (*ХМ*) температурными пределами работы (см. рис. 2,*а*).

В круглогодичных кондиционерах, которые в холодное время года применяют для отопления, а в теплое — для охлаждения тех же помещений, температурные границы цикла холодильной машины расположены выше, чем теплового насоса (рис. 2,*б*).

В круговом процессе теплового насоса работу L затрачивают для того, чтобы подвести тепло $Q_к$ к нагреваемому объекту (при этом от окружающей среды отводится тепло Q_0).

Основной показатель энергетического совершенства теплового насоса — это коэффициент преобразования

$$\mu = \frac{Q_к}{L}\,. \tag{I—3}$$

С учетом уравнения (I—1)

$$\mu = \frac{Q_0}{L} + 1\,. \tag{I—4}$$

Возможны случаи, когда холодильная машина и тепловой насос работают в одних и тех же температурных границах (обычно в разное время года). Тогда

$$\mu = \varepsilon + 1\,. \tag{I—5}$$

Машина с комбинированным циклом. Теплоэнергетические машины, совмещающие функции холодильной машины и теплового насоса, называют машинами с комбинированным циклом (*КЦ*) (см. рис. 2,*а*). Назначение этих машин — одновременно создавать холод и тепло, охлаждать одно тело и нагревать другое. В холодильных машинах с комбинированным циклом можно достичь максимального энергетического эффекта, так как затратив работу L, мы полезно используем и холод Q_0, и тепло $Q_к$.

Энергетическое совершенство комбинированного цикла характеризуется коэффициентом

$$\Psi = \frac{Q_0 + Q_к}{L}\,. \tag{I—6}$$

Однозначной связи между коэффициентом ε и ψ установить нельзя, так как циклы холодильной и комбинированной машин всегда совершаются в различных температурных границах.

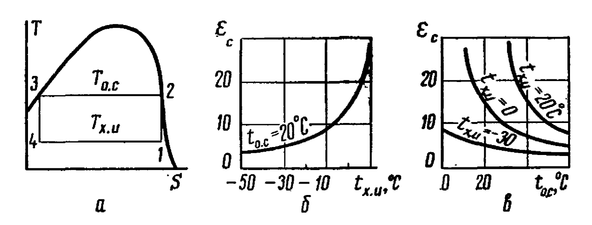


Рис. 3. Обратный цикл Карно.

а — в тепловой диаграмме; *б*, *в* — холодильные коэффициенты.

Минимальная работа холодильной машины и теплового насоса. Минимальную работу холодильной машины можно определить на основе второго закона термодинамики.

При постоянной температуре холодного источника (охлаждаемого тела) $T_{х.и}$ процесс может быть полностью обратим лишь в случае, если тепло подводится к рабочему телу при температуре, бесконечно близкой к $T_{х.и}$. Равным образом тепло должно отводиться по изотерме, совпадающей с $T_{о.с}$. Процессы повышения температуры рабочего тела после подвода тепла и понижения его температуры после отвода тепла должны происходить адиабатически при постоянных энтропиях. Образцовый цикл холодильной машины (при котором энтропия системы остается постоянной и затрачивается минимальная работа) — это обратный цикл Карно из двух изотерм и двух адиабат.

В паровой холодильной машине обратный цикл Карно теоретически можно осуществить с помощью следующих основных элементов: компрессора без потерь, адиабатически сжимающего влажный пар (рис. 3,*а*, линия *1—2*). В процессе сжатия капли жидкости испаряются и в точке *2* образуется сухой насыщенный пар;

конденсатора бесконечной поверхности, в котором пар превращается в жидкость при температуре окружающей среды (процесс *2—3*);

детандера без потерь, в котором жидкость адиабатически расширяется, совершая работу; при этом небольшая ее часть испаряется (процесс *3—4*);

испарителя бесконечной поверхности, в котором почти вся жидкость превращается в пар при температуре холодного источника (процесс *4—1*).

Полезный эффект холодильной машины достигается в процессе *4—1*, теплового насоса — в процессе *2—3*. Замкнутый цикл (круговой процесс) необходим для того, чтобы вернуть холодильный агент в исходное состояние (в точку *4* в холодильной машине, в точку *2* в тепловом насосе).

При осуществлении обратного цикла Карно и передаче тепла Q_0 от холодного источника с температурой $T_{х.и}$ к окружающей среде с температурой $T_{о.с}$ энтропия первого из них уменьшается на $\frac{Q_0}{T_{х.и}}$, а второго увеличивается на $\frac{Q_0}{T_{о.с}}$. Суммарная энтропия системы может остаться неизменной только при условии затраты работы L_{min}, определяемой из выражения

$$\Delta S = \frac{Q_0}{T_{х.и}} - \frac{Q_0 + L_{min}}{T_{о.с}} = 0.$$

Отсюда минимальная работа цикла

$$L_{min} = Q_0 \frac{T_{о.с} - T_{х.и}}{T_{х.и}}. \qquad (I—7)$$

Холодильный коэффициент обратного цикла Карно

$$\varepsilon_c = \frac{Q_0}{L_{min}} = \frac{T_{х.и}}{T_{о.с} - T_{х.и}}. \qquad (I—8)$$

Коэффициент ε_c зависит не от свойств холодильного агента, а только от температур холодного источника $T_{х.и}$ и окружающей среды $T_{о.с}$. С понижением $T_{х.и}$ работа L_{min} быстро возрастает. Приняв температуру окружающей среды равной 20° С, найдем, что при температуре охлаждаемого объекта 10° С холодильный коэффициент обратного цикла Карно будет около 30, при 0° С — снизится вдвое, при —20° С еще вдвое (рис. 3,*б*). В действительности, вследствие энергетических потерь в компрессоре и теплообменных аппаратах (см. главу VI) снижение холодильного коэффициента будет гораздо больше. Отсюда следует важный выход—никогда не охлаждать объекты больше, чем это необходимо.

Рассмотрим влияние изменения температуры окружающей среды $t_{о.с}$ на холодильный коэффициент обратного цикла Карно (рис. 3,*в*). Как видно из рис. 3,*в*, чем ниже температура окружающей среды и ближе между собой температурные границы цикла, тем меньше работа, необходимая для его осуществления. Если температура охлаждаемого объекта относительно высока, то изменение температуры окружающей среды сильнее влияет на эффективность цикла.

Приведенные рассуждения применимы и к тепловому насосу. Коэффициент преобразования обратного цикла Карно

$$\mu_c = \frac{T_{т.и}}{T_{т.и} - T_{о.с}}. \qquad (I—9)$$

Как и в случае холодильной машины, расширение границ цикла приводит к падению его энергетической эффективности. При необходимости достижения более высокой температуры $T_{т.и}$ нагреваемого тела коэффициент преобразования снижается, но при повышении $T_{о.с}$ энергетические коэффициенты цикла (в отличие от цикла холодильной машины) улучшаются.

При одинаковых температурных границах циклов холодильной машины и теплового насоса (для холодильной машины $T_{х.и} = T_0$; $T_{о.с} = T_к$; для теплового насоса $T_{т.и} = T_к$, $T_{о.с} = T_0$) из уравнений (I—8) и (I—9) можно получить зависимость (I—5).

При смещении температурных границ относительно температуры окружающей среды условие

$$\frac{T_{т.и}}{T_{т.и} - T_{о.с}} = \frac{T_{х.и}}{T_{о.с} - T_{х.и}} + 1 \qquad (I—10)$$

будет справедливо, если

$$T_{о.с} = \sqrt{T_{т.и} - T_{х.и}}.$$

В действительной холодильной машине происходят необратимые процессы, поэтому затрата работы больше, чем в цикле Карно.

Для оценки необратимости в термодинамике часто используют эксергетический метод, но при анализе одноступенчатой паровой компрессионной машины его применение преимуществ не дает. В данной книге этот метод не используется.

Различают внутреннюю и внешнюю необратимость циклов [81]. Внутренняя необратимость характеризует потери, обусловленные нарушением равновесия в холодильном агенте. Причинами этих потерь могут быть, например, трение или различие в температурах пара в разных точках цилиндра компрессора. Внешняя необратимость вызывается нарушением равновесия между холодильным агентом и окружающей или охлаждаемой средой, т. е. конечной разностью температур в процессах теплообмена.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ОТКРЫТЫМ КОМПРЕССОРОМ

ОТСТУПЛЕНИЯ ОТ ОБРАТНОГО ЦИКЛА КАРНО

Паровую холодильную машину, работающую по обратному циклу Карно, создать не удалось. Сразу же пришлось отказаться от процесса расширения в детандере, а через некоторое время — и от работы компрессора в области влажного пара (от влажного хода). Теоретические преимущества обернулись реальными недостатками. Рассмотрим причины и следствия отказа от обратного цикла Карно. Подробный анализ циклов холодильной машины дан в работах [81, 82, 107, 126, 130, 214].

Замена влажного хода сухим. В паровой холодильной машине, работающей по обратному циклу Карно (см. рис. 3), на сжатие 1 кг холодильного агента в компрессоре в области влажного пара затрачивается работа $l_{км}$, при его расширении в детандере возвращается работа $l_д$, при этом получается холод в количестве

$$q_c = r(x_1 - x_4), \qquad (I—11)$$

где r — удельная теплота парообразования,
x_1 и x_4 — сухость пара в точках 1 и 4.

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon_c = \frac{q_c}{l_{км} - l_д}. \qquad (I—12)$$

Точка 2 конца сжатия расположена на правой пограничной кривой; при этом величина q_c имеет максимальное значение.

Этот процесс, теоретически вполне возможный, в действительности происходил так: частицы жидкости вместо того, чтобы при сжатии постепенно

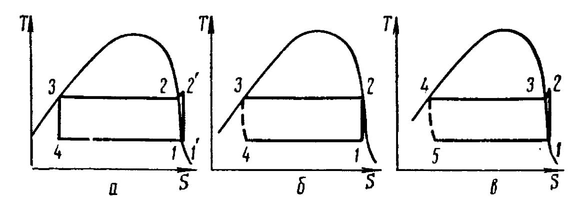


Рис. 4. **Циклы паровой холодильной машины с открытым компрессором.**

а — со всасыванием сухого пара; *б* — с дросселированием; *в* — теоретический цикл.

поглощать тепло и испаряться, при всасывании в компрессор оседали на горячих стенках цилиндра и поршня и сразу испарялись в начале хода сжатия. Это приводило к бесполезной затрате работы.

Пришлось отказаться от всасывания влажного и перейти к процессу с всасыванием сухого насыщенного пара («сухому ходу»). В этом цикле (рис. 4,*а*) по сравнению с обратным циклом Карно затрачивается дополнительная работа $\Delta l_{с.х}$, но зато в отличие от цикла, показанного на рис. 3,*а*, получается дополнительное количество холода:

$$\Delta q_0 = r(1 - x_1).$$

Холодильный коэффициент такого цикла

$$\varepsilon_1 = \frac{q_c + \Delta q_0}{l_{км} - l_д + \Delta l_{с.х}} \qquad (I—13)$$

ниже, чем холодильный коэффициент обратного цикла Карно, так как в цикле с сухим ходом затрачивается излишняя энергия на бесполезный нагрев пара до $T'_2 > T_{о.с}$ с последующим охлаждением при постоянном давлении (процесс 2—2):

$$\varepsilon_1 < \varepsilon_c. \qquad (I—14)$$

Замена расширения в детандере дросселированием. Второе отступление от обратного цикла Карно было вызвано тем, что не удалось создать детандер, работающий на кипящей жидкости. В цилиндр детандера должна поступать жидкость в состоянии насыщения (рис. 4,*б*, точка 3). Во время расширения объем пара все время увеличивается и к концу становится в десятки раз больше объема жидкости. Изготовление детандера, работающего при этих условиях, даже в настоящее время представляет чрезвычайные трудности, а сто лет назад было невозможным. Вместо несуществующего детандера между конденсатором и испарителем был установлен дросселирующий вентиль — простейшее устройство, почти не отличавшееся от обычного запорного вентиля. С помощью вентиля регулировалось также заполнение испарителя

жидким холодильным агентом. Только это сделало паровую холодильную машину работоспособной.

Но при этом ее показатели по сравнению с образцовым циклом вновь ощутимо снизились.

Во-первых, была потеряна работа детандера $l_д$; во-вторых, тепло, которое в цикле Карно детандер отводил от холодильного агента, теперь вызывало испарение части жидкости и уменьшало холодопроизводительность цикла.

Холодильный коэффициент машины с дросселирующим вентилем

$$\varepsilon_2 = \frac{q_c - l_д}{l_{км}}.$$

Выражая энергетические показатели машины с дросселирующим вентилем через показатели обратного цикла Карно, находим

$$\varepsilon_2 = \frac{q_c - l_д}{l_c + l_д} = \frac{\varepsilon_c - \frac{l_д}{l_c}}{1 + \frac{l_д}{l_c}}. \qquad \text{(I—15)}$$

Чем больше отношение работы детандера к работе цикла, тем сильнее отрицательное влияние замены детандера дросселирующим вентилем. За повышение надежности и простоты обслуживания пришлось заплатить ухудшением тепловых и энергетических характеристик машины. Но данное решение не является окончательным. Развитие техники в последнее время позволило осуществить ряд конструкций, отвергнутых ранее. Мы увидим это дальше на примере герметичных компрессоров. Вполне вероятно создание работоспособного детандера для паровой холодильной машины и соответственно приближение ее цикла к обратному циклу Карно.

Относительная потеря от замены детандера дросселирующим вентилем, как следует из уравнений I—8 и I—15,

$$\frac{\varepsilon_c - \varepsilon_2}{\varepsilon_c} = \frac{T_{о.с}}{T_{х.и}} \cdot \frac{l_д}{l_c + l_д}. \qquad \text{(I—16)}$$

Необратимый процесс дросселирования (*4—5*) показан в тепловой диаграмме условно, пунктиром.

Сравнительный теоретический цикл. В связи с тем, что все паровые холодильные машины работают с дросселирующим устройством и сухим ходом компрессора, стало целесообразным для оценки их совершенства наряду с обратным циклом Карно установить сравнительный теоретический цикл. Этот цикл (рис. 4,*в*) предусматривает адиабатическое сжатие сухого пара (процесс *1—2*), изобарическое охлаждение перегретого пара (*2—3*), конденсацию по изотерме (*3—4*), дросселирование жидкости (*4—5*) и ее испарение по изотерме (*5—1*).

Производительность 1 кг холодильного агента в теоретическом цикле

$$q_0 = q_c + r(1 - x_5) - l_д. \qquad \text{(I—17)}$$

Затраченная работа

$$l_т = l_c + \Delta l_{с.х} + l_д. \qquad \text{(I—18)}$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon_т = \frac{q_0}{l_т} = \frac{q_c + r(1 - x_5) - l_д}{l_c + \Delta l_{с.х} + i_д}. \qquad \text{(I—19)}$$

Для оценки влияния необратимости теоретического цикла вводится коэффициент обратимости

$$\eta_c = \frac{\varepsilon_т}{\varepsilon_c} . \qquad (I—20)$$

Мы рассмотрели циклы холодильной машины, работающей при одной температуре холодного источника $T_{х.и}$ и одной температуре окружающей среды $T_{о.с}$. Существуют паровые холодильные машины, работающие с двумя или несколькими температурами окружающей среды (например, с воздушным и водяным конденсаторами и водяным переохладителем жидкости перед регулирующим вентилем). Всякое сближение температурных границ цикла улучшает его характеристики.

ВЛИЯНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА НА ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ

В паровых холодильных машинах, в том числе малых, с начала их промышленного производства и в течение более полувека применялись четыре холодильных агента: аммиак, сернистый ангидрид, хлористый метил и углекислота. В дальнейшем в малых машинах их заменили фреоны.

К основным термодинамическим свойствам холодильных агентов, определяющим область их применения, относятся нормальная температура кипения t_s (при атмосферном давлении, равном 101 кПа (760 мм рт. ст.), критическая температура $t_{кр}$ и точка замерзания t_f.

Температура t_s характеризует область давлений кипения p_0 и конденсации $p_к$ холодильного агента, от которой в первую очередь зависит конструкция холодильной машины.

Температуры $t_{кр}$ и t_f указывают пределы, между которыми может осуществляться цикл паровой машины.

Названные характеристики холодильных агентов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Холодильный агент	Температура, °С			Давление (кПа) при температурах, °С		
	нормальная кипения t_s	критическая $t_{кр}$	затвердевания t_f	—15	30	50
Углекислота	—78,5	31,0	—56,6	2280	7190	—
Фреон-13В1	—57,8	67,0	—143,2	538	1822	2830
Фреон-502	—45,6	82,6	—	349	1325	2120
Фреон-22	—40,8	96,0	—160,0	297	1190	1940
Аммиак	—33,4	132,4	—77,7	236	1167	2030
Фреон-12	—29,8	112,0	—155,0	183	744	1220
Фреон-142	—9,2	136,5	—130,8	80,5	400	695
Фреон-12В1	—3,7	153,7	—	63,7	313	619
Фреон-11	23,7	198,0	—111	20,6	126	236

Там же указаны давления насыщенного пара при номинальных температурах кипения (—15° С) и конденсации (30° С), а также при температуре конденсации 50° С. Вещества расположены в порядке возрастания температуры t_s.

У веществ с низкой нормальной температурой кипения высоки давления конденсации (их называют холодильными агентами высокого давления). Поэтому вместо более дешевых в изготовлении компрессоров с чугунными цилиндрами и простым механизмом движения в углекислотных машинах при-

меняют стальные цилиндры и крейцкопфный механизм движения, со штоком и сальником. Критическая температура этих холодильных агентов невысока.

В конденсаторе углекислотной машины газ часто лишь охлаждается, не превращаясь в жидкость. Холодильный коэффициент такого цикла резко падает. Эти свойства углекислоты привели к тому, что в настоящее время в холодильной технике она применяется лишь в машинах с разомкнутым циклом.

В группе холодильных агентов с нормальными температурами кипения (примерно от —50 до —25° С) давления конденсации умеренные. Это холодильные агенты среднего давления, для которых можно использовать компрессоры, значительно более дешевые в изготовлении. Группа с более высокой нормальной температурой кипения характеризуется низкими давлениями кипения, поэтому производительность поршневых компрессоров при использовании этих холодильных агентов резко падает. Их применяют при весьма высоких температурах окружающей среды [11] для сохранения давления конденсации в допустимых пределах.

Рассмотрим термодинамические свойства холодильных агентов, влияющие на эффективность теоретического цикла. Влияние *потерь, вызванных заменой влажного хода сухим*, на цикл зависит от положения правой пограничной кривой, показателя адиабаты k и теплоемкости перегретого пара c_p. Протекание правой пограничной кривой в тепловой диаграмме характеризуется теплоемкостью c_x'' (чем меньше эта величина, тем ближе пограничная кривая к адиабате и меньше потери). У фреонов-12, -22 и -502 правая пограничная кривая гораздо круче, чем у аммиака, показатель адиабаты и теплоемкость пара меньше, поэтому температура конца адиабатического сжатия и соответственно потери от сухого хода значительно меньше.

В табл. 2 приведены коэффициенты $\eta_{с.х} = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_c}$, где ε_1 — холодильный

Таблица 2

Холодильный агент	$\eta_{с.х}$ при $t_к$, °С		$t_{2ад}$ при $t_к$, °С		Холодильный агент	$\eta_{с.х}$ при $t_к$, °С		$t_{2ад}$ при $t_к$, °С	
	30	50	30	50		30	50	30	50
Аммиак	0,94	0,89	100	145	Фреон-22	0,98	0,98	52	80
Фреон-12	~1,0	0,99	38	59	Фреон-502	~1,0	~1,0	37	60

коэффициент цикла с детандером и сухим ходом компрессора — см. уравнение (I—13), а также температуры конца адиабатического сжатия $t_{2ад}$ при t_0 = —15° С и $t_к$ = 30 и 50° С.

Потери во фреоновых машинах в отличие от аммиачной пренебрежимо малы.

Влияние потерь, связанных с заменой детандера дроссельным вентилем, зависит в первую очередь от удельной теплоты парообразования (с ее ростом падает отношение работы детандера к работе компрессора и уменьшаются потери), а также от положения левой пограничной кривой в тепловой диаграмме (чем она положе, тем потери больше).

В табл. 3 приведены коэффициенты $\eta_д = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_c}$, где ε_2 — холодильный коэффициент машины с регулирующим вентилем и влажным ходом компрессора — см. уравнение (I—15) — при тех же границах цикла, что и в табл. 2.

Потери от дросселирования в аммиачной машине значительно меньше, так как теплота парообразования в 6—8 раз больше.

Таблица 3

Холодильный агент	$\eta_д$ при $t_к$, °C		Холодильный агент	$\eta_д$ при $t_к$, °C	
	30	50		30	50
Аммиак	0,89	0,87	Фреон-22	0,80	0,70
Фреон-12	0,81	0,71	Фреон-502	0,72	0,64

Отметим, что если рассматривать влияние сухого хода на цикл машины с дросселированием, то здесь сжатие сухого пара может оказаться более выгодным. Так, для углекислотной машины повышение холодильного коэффициента составляет от 0 до 4% (но и при этих условиях ее холодильный коэффициент на 15—25% ниже, чем аммиачной). В цикле с дросселирующим вентилем при работе на фреонах-12 и -22 сухой и влажный ход почти равноценны, а при работе на фреоне-502 в результате применения сухого хода холодильный коэффициент повышается на 2—3%.

Общие потери в результате замены обратного цикла Карно необратимым теоретическим циклом паровой холодильной машины можно оценить, как отмечалось выше, с помощью коэффициента обратимости η_c. Значения этого коэффициента при тех же условиях (t_0 = —15° С, $t_к$ = 30 и 50° С) приведены в табл. 4.

Таблица 4

Холодильный агент	η_c при $t_к$, °C		Холодильный агент	η_c при $t_к$, °C	
	30	50		30	50
Аммиак	0,85	0,80	Фреон-22	0,81	0,72
Фреон-12	0,83	0,72	Фреон-502	0,75	0,68

Коэффициенты аммиачной машины выше в связи с меньшими потерями от дросселирования.

При одинаковых режимах работы коэффициент обратимости обычно лучше при использовании холодильных агентов низкого давления и хуже — высокого давления [74]. Но в более общем виде η_c можно представить как функцию двух разностей температур: критической и конденсации ($t_{кр}$ — $t_к$) и конденсации и кипения ($t_к$ — t_0) [160]. Чем дальше границы цикла от $t_{кр}$ и чем они ближе между собой, тем выше коэффициент обратимости [160]:

$$\eta_c = a\left(\frac{t_{кр} - t_к}{t_к - t_0}\right)^n; \quad (I—21)$$

Для диапазона работы малых машин общего назначения a = 0,73 и n = = 0,15.

Если удастся осуществить цикл с детандером, то коэффициент обратимости будет равен $\eta_{c.x}$ (см. табл. 2) и потери в теоретической машине, работающей на фреонах-12, -22 и -502, будут меньше, чем в аммиачной.

Остановимся также на влиянии смазочного масла на теоретический цикл. Рабочее вещество компрессионной холодильной машины представляет собой раствор холодильного агента и смазочного масла.

Как показали исследования, в малых холодильных машинах концентрация масла не превосходит 10% (обычно составляет доли процента), поэтому его влиянием можно пренебречь.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЦИКЛА

Характеристики теоретического цикла холодильной машины (см. рис.4,*в*), приведенные ниже, используются при расчетах холодильных машин.

Удельная холодопроизводительность (производительность 1 кг холодильного агента)

$$q_0'' = i_1 - i_5. \qquad (I-22)$$

Объемная холодопроизводительность 1 м³ холодильного агента

$$q_v = \frac{q_0''}{v''}, \qquad (I-23)$$

где v'' — объем 1 м³ пара в точке *1*.

Тепло, отданное 1 кг холодильного агента в конденсаторе

$$q_к = i_2 - i_4. \qquad (I-24)$$

Величину q_0'' как было показано автором, для основных холодильных агентов малых холодильных машин с достаточной точностью можно представить в виде линейных функций $T_к$, T_0.

Удельная холодопроизводительность (кДж/кг):

фреона-12

$$q_0'' = 0{,}502\, T_0 - 1{,}05\, T_к + 306; \qquad (I-25)$$

фреона-22

$$q_0'' = 0{,}419\, T_0 - 1{,}43\, T_к + 484; \qquad (I-26)$$

фреона-502

$$q_0'' = 0{,}461\, T_0 - 1{,}09\, T_к + 321. \qquad (I-27)$$

Погрешность этих выражений не более 1,0%.

Влияние абсолютной температуры конденсации во всех случаях в 2—3 раза сильней, чем кипения. С ростом T_0 удельная холодопроизводительность увеличивается, с ростом $T_к$ — падает.

Таким же способом можно представить величины $q_к$ и $\overline{q_0}$ (см. с. 18).

Влияние температуры конденсации на $\overline{q_0}$ так же, как на q_0'', значительно сильней, чем температуры кипения, но $\overline{q_0}$ увеличивается с ростом как T_0, так и $T_к$.

Объемная холодопроизводительность, как установил И. И. Левин, является линейной функцией разности давлений кипения и конденсации [74]

$$q_v'' = c\,(p_к - p_0). \qquad (I-28)$$

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ГЕРМЕТИЧНЫМ КОМПРЕССОРОМ

В теоретическом цикле паровой холодильной машины с герметичным компрессором по сравнению с циклом, рассмотренным выше, появляется дополнительный источник необратимости, вызванный тем, что в компрессор герметичной машины встроен электродвигатель. Теория машины с герметичным компрессором в основном была разработана в последнее десятилетие автором данной книги [168, 179, 180, 182].

Объединение компрессора и электродвигателя в одну машину (с общим валом и кожухом) внесло значительные изменения в работу компрессора, электродвигателя и холодильной машины в целом. Состояние пара у входа в теоретический герметичный компрессор и у входа в его цилиндр неодинаково.

В теоретическом цикле холодильной машины с герметичным компрессором (рис. 5, *а*) всасываемый пар после входа в компрессор, но до начала сжатия, нагревается при постоянном давлении от температуры кипения T_0 до температуры встроенного электродвигателя $T_{эд}$ (процесс *1—1'*). После этого происходит адиабатическое сжатие пара до более высокой температуры, чем в открытом компрессоре (процесс *1'—2*), в результате чего необратимость цикла увеличивается.

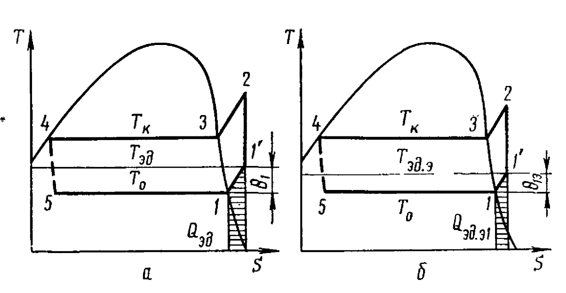


Рис. 5. Циклы паровой холодильной машины с герметичным (а) и экранированным (б) компрессорами.

Компрессоры с встроенным электродвигателем конструктивно разделяются на герметичные, бессальниковые и экранированные. При рассмотрении теоретического цикла различие между двумя первыми типами несущественно, поэтому здесь для простоты они будут называться герметичными. Цикл машины с экранированным компрессором (рис. 5, *б*) рассмотрен ниже. Для правильной оценки совершенства действительного герметичного компрессора нужно знать показатели теоретического компрессора с встроенным электродвигателем. Теоретический компрессор работает с адиабатическим сжатием холодильного агента, с цилиндрами без мертвого пространства, без трения, потерь давления и внутреннего теплообмена, кроме подогрева всасываемого пара во встроенном электродвигателе. Этот анализ необходим для того, чтобы достоинства или недостатки действительной машины не были необоснованно отнесены на счет принципиальных особенностей ее конструкции.

Определим, как изменяются характеристики теоретического цикла холодильной машины в результате применения герметичного компрессора.

Температура всасываемого пара после входа в компрессор и перед поступлением в цилиндр повышается до значения

$$T_{эд} = T_0 + \theta_1, \tag{I—29}$$

Соответственно увеличивается удельный объем.

Для идеального газа

$$v_г = v'' (1 + \overline{\theta}_1), \tag{I—30}$$

где $\overline{\theta}_1$ — относительный перегрев;

$$\overline{\theta}_1 = \frac{\theta_1}{T_0}. \tag{I—31}$$

Адиабатическая работа компрессора возрастает пропорционально удельному объему всасываемого пара

$$l_{т.г} = l_т (1 + \overline{\theta}_1). \tag{I—32}$$

Тепловая нагрузка конденсатора увеличивается

$$q_{к.г} = \left(q_0'' + c_p \theta_1 \right) + l_т \left(1 + \overline{\theta}_1 \right), \qquad (I—33)$$

где q_0'' — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента;
c_p — теплоемкость при постоянном давлении.

Холодильный коэффициент уменьшается:

$$\varepsilon_{т.г} = \frac{q_0''}{l_{т.г}} = \frac{\varepsilon_т}{1 + \overline{\theta}_1}, \qquad (I—34)$$

где $\varepsilon_т$ — холодильный коэффициент теоретического цикла паровой холодильной машины с открытым компрессором.

При $\overline{\theta}_1 \ll 1$ уравнение (I—34) можно записать в виде

$$\varepsilon_{т.г} = \varepsilon_т \left(1 - \overline{\theta}_1 \right). \qquad (I—35)$$

Коэффициент обратимости теоретического цикла герметичной машины меньше, чем машины с открытым компрессором:

$$\eta_{cг} = \frac{\eta_c}{1 + \overline{\theta}_1}. \qquad (I—36)$$

В том же отношении уменьшается объемная холодопроизводительность

$$q_{vг} = \frac{q_v''}{1 + \overline{\theta}_1}. \qquad (I—37)$$

Обозначив

$$\eta_г = \frac{1}{1 + \overline{\theta}_1}, \qquad (I—38)$$

получим

$$\varepsilon_{т.г} = \varepsilon_т \eta_г, \qquad (I—39)$$

$$\eta_{cг} = \eta_c \eta_г \qquad (I—40)$$

Следовательно, изменение показателей теоретической холодильной машины в результате применения герметичного компрессора обусловливается относительным перегревом $\overline{\theta}_1$. Эта величина зависит от количества тепла $Q_{эд}$, отводимого всасываемым паром от встроенного электродвигателя:

$$\overline{\theta}_1 = \frac{Q_{эд}}{G_а c_p T_0}, \qquad (I—41)$$

где G_a — массовая производительность компрессора.

Относительный перегрев можно представить в виде функции двух безразмерных величин:

$$\overline{\theta}_1 = \frac{Q_{эд}}{Q_0} \cdot \frac{Q_0}{G_а c_p T_0} = \frac{\overline{q}_{эд}}{\overline{q}_0}. \qquad (I—42)$$

Здесь

$$\overline{q}_{эд} = \frac{Q_{эд}}{Q_0}, \qquad (I—43)$$

$$\overline{q}_0 = \frac{c_p T_0}{q_0''}, \qquad (I—44)$$

На рис. 6 представлены значения $\overline{q}_0$ для основных холодильных агентов, применяемых в малых холодильных машинах: фреонов-12, -22 и -502. Как видно из графиков, величина $\overline{q}_0$ при работе на фреоне-12 в 1,3—1,4 раза больше, а на фреоне -502 в 1,5—1,6 раза больше, чем при работе на фреоне-22.

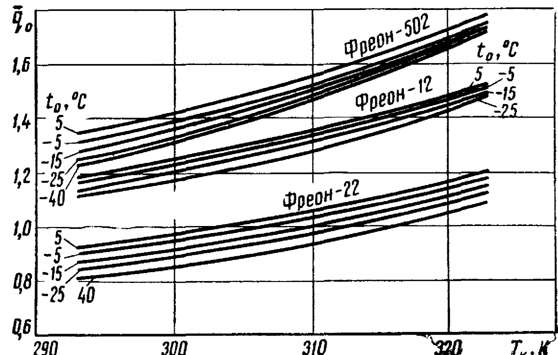


Рис. 6. Безразмерная термодинамическая характеристика $\overline{q}_0$ фреонов-12, -22 и -502.

Потери в электродвигателе

$$Q_{эд} = N_э(1 - \eta_{эд}), \tag{I—45}$$

где $N_э$ — мощность, потребляемая электродвигателем;
$\eta_{эд}$ — к. п. д. электродвигателя.

Соответственно

$$\overline{q}_{эд} = \frac{N_э(1 - \eta_{эд})}{Q_0} = \frac{1 - \eta_{эд}}{\varepsilon_э}, \tag{I—46}$$

где $\varepsilon_э$ — электрический холодильный коэффициент.

В случае теоретической герметичной машины

$$\eta_{эд} = \eta_{эд\,max} \tag{I—47}$$

и

$$\varepsilon_{э.т.г} = \varepsilon_т \eta_{эд\,max} \tag{I—48}$$

При этом

$$\overline{q}_{эд} = \frac{1 - \eta_{эд\,max}}{\eta_{эд\,max}} \cdot \frac{1}{\varepsilon_т}. \tag{I—49}$$

Отсюда

$$\overline{\theta}_1 = \frac{1 - \eta_{эд\,max}}{\eta_{эд\,max}} \cdot \frac{1}{\varepsilon_т \overline{q}_0}. \tag{I—50}$$

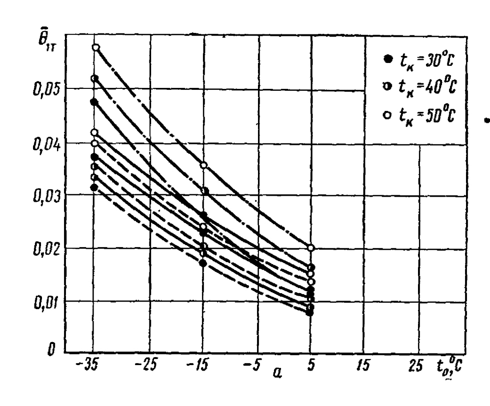
Обозначим

$$\frac{1 - \eta_{эд\,max}}{\eta_{эд\,max}} = A. \tag{I—51}$$

Значение коэффициента A зависит от типа компрессора. В герметичных компрессорах бытовых холодильников при максимальном к.п.д. встроенного электродвигателя (с учетом охлаждения его всасываемым паром) можно принять $A = 0{,}25$, в герметичных компрессорах торгового оборудования $A = 0{,}11$. Величину $\overline{\theta}_1$ (рис. 7, *а*) с достаточной точностью можно представить в виде функции разности температур

$$\overline{\theta}_1 = f[A, (t_к - t_0)]. \tag{I—52}$$

Эта функция близка к параболе (рис. 7, *б*). В действительном герметичном компрессоре перегрев всасываемого пара значительно больше в первую очередь за счет внутреннего теплообмена.



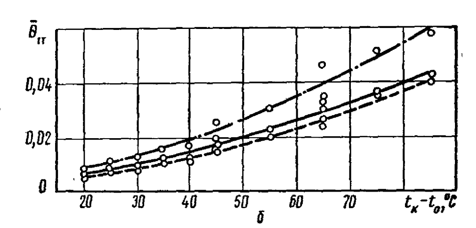


Рис. 7. Зависимость относительного перегрева $\overline{\theta}_1$ всасываемого пара в герметичной машине от температуры кипения (а) и разности температур конденсации и кипения (б):
——— —фреон-12; —·—·—фреон-22; – – – – – фреон-502.

Относительный перегрев $\overline{\theta}_1$ в теоретических герметичных машинах, работающих в равных условиях на фреонах-12 и -502, практически одинаков, а на фреоне-22 примерно в 1,5 раза больше.

Зная величину $\overline{\theta}_1$, можно по уравнению (I—38) найти коэффициент $\eta_г$, характеризующий снижение показателей теоретической герметичной машины по сравнению с открытой. Этот коэффициент зависит от температурной области работы машины.

Для низкотемпературных машин и машин бытовых холодильников

$$0,93 \leqslant \eta_г \leqslant 0,98. \qquad (I—53)$$

Для остальных малых холодильных машин

$$0,97 \leqslant \eta_г \leqslant 0,99. \qquad (I—54)$$

Для холодильных машин средней производительности с герметичным компрессором, к.п.д. встроенного электродвигателя которого выше 0,95

$$\eta_г \approx 1. \qquad (I—55)$$

В целом характеристики цикла холодильной машины с теоретическим герметичным компрессором, в котором встроенный электродвигатель охлаждается всасываемым паром, обусловлены двумя безразмерными величинами: $\overline{\theta}_1 = \dfrac{\theta_1}{T_0}$ и $\overline{q}_0 = \dfrac{c_p T_0}{q''_0}$.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ЭКРАНИРОВАННЫМ КОМПРЕССОРОМ

В двигателе экранированного компрессора статор отделен от ротора тонкостенным экраном и омывается не фреоном, а окружающим воздухом. Рассматриваемый цикл (см. рис. 5, *б*) отличается от цикла герметичной машины тем, что из общего количества тепла $Q_{эд.э}$, отводимого от электродвигателя, только часть $Q_{эд.э1}$ отдается всасываемому пару, тогда как другая часть $Q_{эд.э2}$ непосредственно поступает в окружающую среду. Однако общее количество отводимого тепла $Q_{эд.э}$ в связи с применением экрана между ротором и статором возрастает.

Обозначив

$$\frac{Q_{эд.э1}}{Q_{эд.э}} = a, \qquad (I—56)$$

найдем, что если

$$aQ_{эд.э} < Q_{эд}, \qquad (I—57)$$

то

$$\varepsilon_{т.э} > \varepsilon_{т.г} \qquad (I—58)$$

то есть показатели работы теоретической малой машины с экранированным компрессором выше, чем с герметичным.

Уравнения, выведенные ранее для герметичной машины, можно применять и к машине с экранированным компрессором, заменив в этих уравнениях коэффициент A коэффициентом A'

$$A' = a\ \frac{1 - \eta_{\text{эд.э max}}}{\eta_{\text{эд.э max}}}, \qquad (I—59)$$

где $\eta_{\text{эд.э max}}$ — максимальный к. п. д. электродвигателя с экранированным статором.

Действительный экранированный компрессор по энергетическим показателям уступает герметичному.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ТЕПЛООБМЕННИКОМ

В малую холодильную машину обычно включен регенеративный теплообменник, в котором жидкий фреон переохлаждается за счет перегрева всасываемого пара.

Холодильная машина с открытым компрессором. В цикле холодильной машины с открытым компрессором и регенеративным теплообменником (рис.

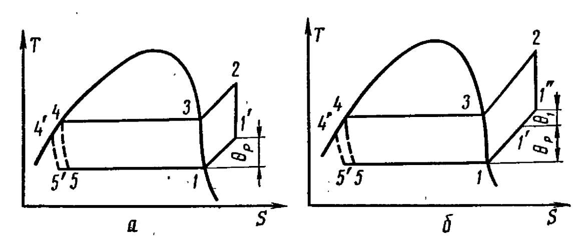


Рис. 8. Циклы паровой холодильной машины с регенеративным теплообменником.

а — с открытым компрессором; *б* — с герметичным компрессором.

8, *а*) сухой насыщенный пар, выходящий из испарителя, нагревается в теплообменнике на $\theta_р$°C (процесс *1—1'*). После этого пар адиабатически сжимается до температуры, более высокой, чем в машине без теплообменника (процесс *1'—2*). В связи с этим необратимость цикла увеличивается. Далее происходят охлаждение и конденсация пара (процессы *2—3—4*), а также дополнительное охлаждение жидкости в регенеративном теплообменнике (процесс *4—4'*), уменьшающее необратимость цикла. В результате переохлаждения жидкости холодопроизводительность 1 кг холодильного агента возрастает на

$$\Delta i_р = i_5 - i'_5 = c_p \theta_р. \qquad (I—60)$$

Рассмотрим показатели цикла теоретической машины с регенеративным теплообменником.

Для удобства расчета примем, что при включении регенеративного теплообменника холодопроизводительность возрастает в результате увеличения энтальпии пара, а энтальпия жидкости остается постоянной.

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента в случае перегрева пара в регенеративном теплообменнике на $\theta_р$ °C:

$$q_{0р} = q''_0 + c_p \theta_р. \qquad (I—61)$$

Удельный объем пара, входящего в цилиндр компрессора, возрастает:

$$v_p = v'' (1 + \overline{\theta}_p), \quad (I-62)$$

где $\overline{\theta}_p$ — относительный перегрев всасываемого пара в регенеративном теплообменнике;

$$\overline{\theta}_p = \frac{\theta_p}{T_0}.$$

Соответственно

$$q_{0p} = q_0' (1 + \overline{\theta}_p \overline{q}_0) \quad (I-63)$$

Адиабатическая работа

$$l_{т.p} = l_т (1 + \overline{\theta}_p), \quad (I-64)$$

Тепловая нагрузка конденсатора

$$q_{к.p} = q_0'' + c_p \theta_p + l_т (1 + \overline{\theta}_p). \quad (I-65)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon_{т.p} = \frac{\varepsilon_т (1 + \overline{\theta}_p \overline{q}_0)}{1 + \overline{\theta}_p}. \quad (I-66)$$

Объемная холодопроизводительность

$$q_{vp} = \frac{q_v (1 + \overline{\theta}_p \overline{q}_0)}{1 + \overline{\theta}_p}. \quad (I-67)$$

При $\overline{\theta}_p \ll 1$

$$\varepsilon_{т.p} = \varepsilon_т [1 + \overline{\theta}_p (\overline{q}_0 - 1)]. \quad (I-68)$$

В таком же виде можно записать уравнение (I—67).

Таким образом, мы установили, что влияние перегрева всасываемого пара в регенеративном теплообменнике на характеристики теоретической холодильной машины зависит от безразмерной величины $\overline{q}_0$.

При

$$\left.\begin{matrix} \overline{q}_0 > 1 \\ \varepsilon_{т.p} > \varepsilon_т, \end{matrix}\right\} \quad (I-69)$$

т. е. перегрев в теплообменнике (при T_0 = const) улучшает показатели работы машины, и наоборот.

Значения величины $\overline{q}_0$ для диапазона температур работы малых холодильных машин были представлены на рис. 6.

При работе холодильной машины на фреоне-12 перегрев в регенеративном теплообменнике улучшает показатели теоретической машины в среднем приблизительно на 0,1 % на 1°С перегрева, а на фреоне-502 — на 0,15—0,2% на 1°С. Перегрев фреона-22 при низких температурах конденсации приводит к снижению показателей на 0,05% на 1°С, а при высоких температурах конденсации — к такому же их повышению.

В действительной холодильной машине перегрев во встроенном электродвигателе оказывает более слабое отрицательное влияние, а перегрев в регенеративном теплообменнике более сильное положительное влияние, чем в теоретической машине (см. главу II).

Холодильная машина с герметичным компрессором. В цикле машины с герметичным компрессором и регенеративным теплообменником (рис. 8,*б*) сухой насыщенный пар, выходящий из испарителя, нагревается в теп-

лообменнике на $\theta_р$° С (процесс *1—1'*) и в компрессоре, отводя тепло от встроенного электродвигателя, еще на θ_1°С (процесс *1'—1''*).

В этом случае адиабатическая работа

$$l_{т.г.р} = l_т (1 + \overline{\theta}_р + \overline{\theta}_1). \qquad (1-70)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon_{т.г.р} = \frac{\varepsilon_т (1 + \overline{\theta}_р \overline{q}_0)}{1 + \overline{\theta}_р + \overline{\theta}_1}. \qquad (1-71)$$

При $\overline{\theta}_р \ll 1$

$$\varepsilon_{т.г.р} = \varepsilon_т [1 - \overline{\theta}_1 + \overline{\theta}_р (\overline{q}_0 - 1)]. \qquad (1-72)$$

Проведенный анализ позволяет установить связь между показателями циклов герметичной машины с регенеративным теплообменником ($\varepsilon_{т.г.р}$, $q_{vг.р}$) и без него ($\varepsilon_{т.г}$, $q_{vг}$). Если $\overline{q}_0 > 1$, то

$$\varepsilon_{т.г.р} > \varepsilon_{т.г}, \qquad (1-73)$$

$$q_{v\,г.р} > q_{vг}, \qquad (1-74)$$

и наоборот.

Суммарное влияние регенеративного теплообменника и встроенного электродвигателя будет положительным при условии

$$\overline{\theta}_р (\overline{q}_0 - 1) - \overline{\theta}_1 > 1. \qquad (1-75)$$

В целом влияние регенеративного теплообмена на характеристики теоретической холодильной машины обусловлено рассмотренными выше двумя безразмерными характеристиками — $\overline{\theta}_р = \frac{\theta_р}{T_0}$ и $\overline{q}_0 = \frac{c_p T_0}{q_0''}$. Для фреонов-12 и -502 всегда $\overline{q}_0 > 1$, и чем больше регенеративный перегрев, тем лучше характеристики цикла. В действительном регенеративном теплообменнике существует оптимальная степень регенерации, выше которой характеристики машины падают.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ГЕРМЕТИЧНЫМ КОМПРЕССОРОМ ПРИ РАБОТЕ ВЛАЖНЫМ ХОДОМ

Циклы машин с герметичным компрессором существенно отличаются от циклов машины с открытым компрессором (см. рис. 4) в том отношении, что состояние пара у входа в компрессор и цилиндр различно. Если во всасывающий патрубок герметичного компрессора входит влажный пар, то жидкость охлаждает электродвигатель, испаряясь при постоянном давлении (рис. 9, процесс *1'—1*). При всасывании влажного пара холодопроизводительность 1 кг холодильного агента q_{0x}* уменьшается:

$$q_{0x} = q_0'' - (1 - x_1) r = r (x_1 - x_5), \qquad (1-76)$$

где q_0'' — холодопроизводительность 1 кг агента при всасывании сухого насыщенного пара;

x_1, x_5 — сухость пара в точках *1* и *5*;

r — удельная теплота парообразования.

* Индекс x показывает, что сухость всасываемого пара $x < 1$.

Относительный перегрев

$$\overline{\theta}_1 = \frac{\theta_1}{T_0} = \frac{\overline{q}_{эл}}{\overline{q}_0} \quad (I-77)$$

уменьшается до значения

$$\overline{\theta}_x = \overline{\theta}_1 - \frac{r(1-x_1)}{c_p T_0}. \quad (I-78)$$

Из уравнения (I—78) можно найти условие, при котором в цилиндры

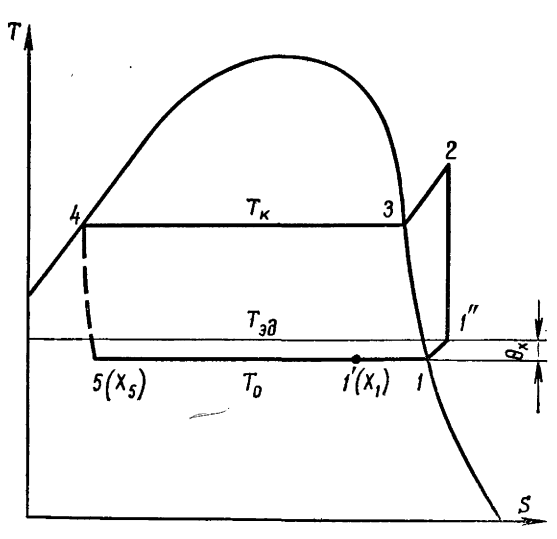


Рис. 9. Цикл паровой герметичной машины с всасыванием влажного пара.

герметичного компрессора, работающего влажным ходом, будет входить сухой насыщенный пар

$$\overline{\theta}_1 = \frac{r(1-x_1)}{c_p T_0}. \quad (I-79)$$

С учетом уравнения (I—77) после преобразований найдем, что это возможно при условии

$$\frac{1-x_1}{1-x_5} = \overline{q}_{эд}. \quad (I-80)$$

Холодильный коэффициент такого цикла $\varepsilon_{т.г.x}$ меньше, чем цикла машины с открытым компрессором $\varepsilon_т$. С учетом уравнения (I—76).

$$\varepsilon_{т.г\,x} = \varepsilon_т \frac{x_1 - x_5}{1 - x_5}. \quad (I-81)$$

Из уравнений (I—80) и (I—81) получаем

$$\varepsilon_{т.г\,x} = \varepsilon_т (1 - \overline{q}_{эд}). \quad (I-82)$$

Сравнение выражения $\varepsilon_{т.г} \approx \varepsilon_т (1-\overline{\theta}_1)$ и уравнения (I—82) с учетом (I—77) показывает, что если

$$\left.\begin{array}{l}\overline{q}_0 < 1, \\ \varepsilon_{т.г.\,x} > \varepsilon_{т.г.}\end{array}\right\} \quad (I-82а)$$

то

т. е. в этом случае влажный ход герметичного компрессора в теоретическом цикле выгодней, чем сухой.

Величина $\overline{q}_0$ зависит от свойств холодильного агента и температурных границ цикла. Условие (I—82а) выполняется для фреона-22 при $T_к \leqslant 305 \div$

÷ 310°C. Из уравнений (I—80) и (I—81) следует, что при этом сухость пара должна составлять 0,92—0,94. Работа влажным ходом целесообразна в случае герметичных компрессоров, требующих интенсивного охлаждения для обеспечения долговечности. Понижение температуры встроенного электродвигателя обеспечивается подачей влажного пара фреона-22 в компрессор через капиллярную трубку либо с помощью специального автоматического прибора, впрыскивающего жидкость во всасывающий трубопровод.

При сухости пара ниже 0,92 жидкий фреон-22 обычно также полностью испаряется в кожухе компрессора, но это вызывает снижение холодопроизводительности и энергетических коэффициентов. Избыточная подача жидкости приводит к уносу смазочного масла из кожуха и может вызвать аварию.

В герметичных компрессорах, работающих на фреонах-12 и -502, $\overline{q}_0 > 1$, поэтому применение влажного хода всегда невыгодно.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

В связи с различным назначением теплового насоса и холодильной машины влияние одних и тех же необратимых процессов в них различно: работа, дополнительно затраченная в необратимом цикле, теряется в тепловом насосе не полностью, а частично идет на увеличение его производительности $q_к$.

Тепловой насос с открытым компрессором. В теоретическом цикле теплового насоса со сжатием сухого насыщенного пара (см. рис. 4,*а*) затрачивается, как отмечалось, дополнительная по сравнению с обратимым циклом работа $\Delta l_{с.х}$. Вместе с тем в результате перехода к сухому ходу, в конденсаторе от 1 кг холодильного агента к нагреваемому объекту дополнительно отводится $\Delta q_к$ тепла, где

$$\Delta q_к = \Delta q_0 + \Delta l_{с.х}. \qquad (I-83)$$

Необратимый процесс в цикле теплового насоса тот же, что и в цикле холодильной машины: пар нагревается до $T_2 > T_{т.и}$ и потом охлаждается при конечной разности температур, но так как дополнительная работа дает полезный эффект, то потери в этом случае меньше.

Коэффициент преобразования обратного цикла Карно

$$\mu_c = \frac{(q_к)_c}{l_c} = \frac{q_c + l_к}{l_к - l_д}. \qquad (I-84)$$

При работе компрессора сухим ходом (см. рис. 4,*а*)

$$\mu_1 = \frac{q_c + l_к + \Delta q_0 + \Delta l_{с.х}}{l_к - l_д + \Delta l_{с.х}}. \qquad (I-85)$$

Замена детандера дросселирующим вентилем (см. рис. 4,*б*) вызывает, как и в холодильной машине, потерю работы $l_д$. Но уменьшение холодопроизводительности цикла в результате дросселирования не сказывается на производительности теплового насоса, для которого в данном отношении безразличен источник тепла, подводимого к холодильному агенту.

Коэффициент преобразования теплового насоса с дросселирующим вентилем

$$\mu_2 = \frac{q_c + l_к}{l_к}. \qquad (I-86)$$

В теоретическом цикле теплового насоса с сухим ходом компрессора и дросселирующим вентилем (см. рис. 4,*в*)

$$\mu_т = \frac{q_c + l_к + \Delta q_0 + \Delta l_{с.х}}{l_к + \Delta l_{с.х}} = \frac{q_к}{i_2 - i_1}. \qquad (I-87)$$

Общие потери в результате замены обратного цикла Карно необратимым теоретическим циклом теплового насоса можно оценить, введя понятие коэффициента обратимости теплового насоса

$$\eta_{c\,т.н} = \frac{\mu_т}{\mu_c}. \qquad (I-88)$$

Значения этого коэффициента при $t_0 = -15°$ C, $t_к = 30$ и $50°$ C для основных холодильных агентов малых холодильных машин приведены в табл. 5.

Таблица 5

Холодильный агент	$\eta_{с.т.н}$ при $t_к$ °С	
	30	50
Фреон-12	0,85	0,77
Фреон-22	0,85	0,76
Фреон-502	0,78	0,71

Коэффициент обратимости тепловых насосов выше, чем холодильных машин, работающих на тех же холодильных агентах и в тех же температурных границах. Это связано с тем, что потерянная энергия превращается в тепло и отдается теплому источнику. Однако эффективность этого процесса значительно ниже, чем эффективность цикла теплового насоса.

Очевидно, что в случае осуществления цикла с детандером коэффициент совершенства тепловых насосов значительно повысится.

Расширение границ цикла приводит к снижению коэффициента обратимости [126, 214].

$$\eta_{c\,т.н} = a_1 - b_1 (T_к - T_0). \qquad (I-89)$$

Приближение к критической точке резко снижает эффективность тепловых насосов. Как и в случае работы холодильной машины при высоких температурах окружающей среды, здесь целесообразно применять холодильные агенты низкого давления (с высокой критической температурой), такие, как фреон-12В1.

Основной величиной, характеризующей теоретический цикл теплового насоса, является тепловая производительность 1 кг холодильного агента $q_к$. Эта величина является функцией температур кипения и конденсации.

Для основных холодильных агентов малых фреоновых тепловых насосов, как показали расчеты, выполненные автором, существуют следующие линейные зависимости (кДж/кг):

для фреона-12

$$q_к = -0,155T_0 - 0,545T_к + 349; \qquad (I-90а)$$

для фреона-22

$$q_к = -0,524T_0 - 0,73T_к + 522; \qquad (I-90б)$$

для фреона-502

$$q_к = -0,251T_0 - 0,586T_к + 377. \qquad (I-90в)$$

В отличие от холодильной машины в тепловом насосе понижение температуры кипения увеличивает производительность 1 кг холодильного агента в связи с ростом работы цикла (при постоянной $T_к$).

Объемная производительность теоретического теплового насоса с открытым компрессором

$$q'_{v\,т.н} = \frac{q_к}{v''}. \qquad (I—91)$$

В действительном тепловом насосе с понижением температуры кипения уменьшается коэффициент подачи компрессора и производительность падает.

Тепловой насос с герметичным компрессором. В теоретическом цикле теплового насоса с герметичным компрессором, как и в цикле герметичной холодильной машины, появляется дополнительный источник необратимости: всасываемый пар в компрессоре нагревается до температуры встроенного электродвигателя $T_{эд}$ (см. рис. 5,*а*). После этого происходит адиабатическое сжатие до более высокой температуры, чем в открытом компрессоре.

Тепло, эквивалентное электрическим потерям встроенного электродвигателя, вызывает увеличение производительности теплового насоса, вместе с тем увеличивается и работа сжатия. Влияние этих факторов зависит от термодинамических свойств холодильного агента. Сопоставим характеристики теоретических циклов теплового насоса с герметичным и открытым компрессорами.

Производительность теплового насоса с герметичным компрессором можно выразить в виде функции количества отданного тепла в цикле теплового насоса с открытым компрессором:

$$q_{к.г} = q'_0 + c_p\theta_1 + l_т\left(1 + \frac{\theta_1}{T_0}\right) = q_к\ (1 + \bar{\theta}_1\bar{q}_к), \qquad (I—92)$$

где $\bar{\theta}_1$ — относительный перегрев.

$$\bar{q}_к = \frac{c_pT_0}{q_к} + \frac{1}{\mu_т}. \qquad (I—93)$$

Коэффициент преобразования теплового насоса с герметичным компрессором

$$\mu_г = \frac{q_{к.г}}{l_{т.г}}. \qquad (I—94)$$

С учетом уравнений (I—92) и (I—93)

$$\mu_г = \frac{q_к(1 + \bar{\theta}_1\bar{q}_к)}{l_т(1 + \bar{\theta}_1)} = \mu_т\,\frac{1 + \bar{\theta}_1\bar{q}_к}{1 + \bar{\theta}_1}. \qquad (I—95)$$

Следовательно, соотношение между показателями теоретических тепловых насосов с герметичным и открытым компрессорами зависит от относительного перегрева $\bar{\theta}_1$ и безразмерной величины $\bar{q}_к$. Величину $\bar{\theta}_1$ для каждого типа компрессоров можно представить в виде функции температур кипения и конденсации (см. с. 19). Величина $\bar{q}_к$ для каждого холодильного агента также является функцией тех же температур (рис. 10).

При этом влияние температуры конденсации в несколько раз сильней, чем температуры кипения.

В случае $\bar{q}_к > 1$, т. е. при работе на фреонах-12 и -502 во всем диапазоне, а на фреоне-22 — в верхней части диапазона температур кипения, показатели теплового насоса с герметичным компрессором выше, чем с открытым:

$$\mu_г = \mu_т\eta_{т.н.г} > \mu_т. \qquad (I—96)$$

Это связано с тем, что тепло, эквивалентное электрическим потерям двигателя открытого компрессора отдается окружающему воздуху, а в герметичном компрессоре — всасываемому пару, т. е. используется полезно. Конечно, при этом эффективность этой части электрической энергии ниже, чем энергии, используемой на сжатие пара.

Рис. 10. Безразмерная термодинамическая характеристика фреонов-12, -22 и 502:
1 — $t_0 = 5$°C; *2* — $t_0 = -5$°C; *3* — $t_0 = -15$°C; *4* — $t_0 = -25$°C; *5* — $t_0 = -40$°C.

Полученные выше зависимости позволяют оценить влияние встроенного электродвигателя герметичного компрессора на характеристики теплового насоса.

Для малых тепловых насосов, работающих на фреонах-12 и -502, $\eta_{т.н.г} \leqslant 1{,}02\eta_{т.н}$, а на фреоне-22 $\eta_{т.н.} \leqslant 1{,}01\eta_{т.н}$. Значения этого коэффициента возрастают с расширением температурных границ цикла.

Следовательно, применение герметичного компрессора в теоретическом тепловом насосе, как правило, приводит к некоторому повышению энергетических коэффициентов и производительности.

Из уравнения (I—96) следует, что известная зависимость (I—5) между энергетическими коэффициентами теоретических теплового насоса и холодильной машины с открытым компрессором

$$\mu_т = \varepsilon_т + 1,$$

в случае применения герметичного компрессора принимает вид

$$\mu_г > \varepsilon_г + 1. \qquad (I—97)$$

В круглогодичный кондиционер, как правило, включается *регенеративный теплообменник*. Влияние перегрева пара на характеристики теплового насоса при подводе тепла в регенеративном теплообменнике и во встроенном электродвигателе герметичного компрессора одинаково; его можно определить по уравнению (I—95).

При последовательном перегреве пара в регенеративном теплообменнике и встроенном электродвигателе в указанные уравнения следует подставить величину суммарного перегрева.

При заданных температурах кипения и конденсации зависимость коэффициента преобразования от перегрева всасываемого пара $\theta_в$ носит линейный характер:

$$\mu_{г.р} = \mu(1 + \alpha\overline{\theta}_2), \qquad (I—98)$$

В теоретическом тепловом насосе величина α не превосходит 0,002.

Условия работы влажным ходом теоретического теплового насоса с герметичным компрессором (так же, как и холодильной машины) характеризуются тем, что жидкость после входа в компрессор, но до поступления в цилиндр, охлаждает встроенный электродвигатель, испаряясь при постоян-

ном давлении. Как было показано, в герметичной холодильной машине при определенных условиях это приводит к росту холодильного коэффициента.

Но коэффициент преобразования теплового насоса с герметичным компрессором и в этом случае снижается, так как тепловой эквивалент электрических потерь используется не для повышения производительности конденсатора, а для испарения жидкости.

Глава II. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Рабочий процесс действительного компрессора отличается от теоретического тем, что в результате потерь энергии и неполного использования объема цилиндров мощность, потребляемая действительным компрессором, увеличивается, а производительность уменьшается. Для оценки совершенства компрессора и анализа его конструкции используют коэффициенты, характеризующие объемные и энергетические потери.

Характеристики малых компрессоров в большой мере обусловлены тепловыми процессами, протекание которых зависит от условий теплового баланса компрессора, в частности от его теплообмена с окружающей средой. Для улучшения этих характеристик используют полезный перегрев пара, всасываемого компрессором.

Исследование ряда компрессоров дает возможность получить обобщенные значения рабочих коэффициентов, необходимые для расчета компрессоров.

ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ И КОЭФФИЦИЕНТЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Объемные потери в холодильном компрессоре могут быть вызваны следующими причинами: расширение пара из мертвого объема; понижение давления в цилиндре в момент начала сжатия относительно давления во всасывающем патрубке вследствие гидравлического сопротивления всасывающего канала и клапана, а также от пульсации давления во всасывающей полости (последние могут вызывать и повышение давления); подогрев пара во всасывающем канале и цилиндре компрессора, а при всасывании влажного пара — также испарение жидкости; перетекание сжатого пара из цилиндра через неплотности; конденсация части пара в процессе сжатия на холодных частях стенок цилиндра и последующее испарение при расширении его из мертвого объема (цикличная конденсация). Кроме того, во фреоновом компрессоре объемные потери могут быть обусловлены испарением фреона из масла, возвращающегося в компрессор из испарителя.

Потери двух последних видов, как будет показано ниже (см. с. 39), практически не влияют на показатели современных малых холодильных компрессоров.

Объемные потери в целом характеризуются коэффициентом подачи λ, т. е. отношением массовой производительности действительного компрессора $G_а$ к массовой производительности теоретического компрессора $G_т$, имеющего тот же объем, описанный поршнями $V_п$. При этом параметры пара перед всасывающим патрубком (давление $p_{км1}$, температура $t_{км1}$, удельный объем $v_{км1}$) и давления после нагнетательного патрубка компрессоров оди-

наковы, а сухость пара, всасываемого теоретическим компрессором, равна 1:

$$\lambda = \frac{G_а}{G_т} = \frac{G_а v_{км1}}{V_п}. \qquad (II-1)$$

Коэффициент подачи можно представить в виде произведения нескольких частных коэффициентов, отражающих указанные выше виды объемных потерь:

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{д.п} \lambda_w \lambda_{пл}, \qquad (II-2)$$

где λ_c — объемный коэффициент, учитывающий расширение из мертвого пространства;
$\lambda_{д.п}$ — коэффициент дросселирования и пульсаций, характеризующий отклонение давления в цилиндре в момент начала сжатия от давления перед всасывающим патрубком;
λ_w — коэффициент подогрева, учитывающий подогрев всасываемого пара и испарение жидкости;
$\lambda_{пл}$ — коэффициент плотности, оценивающий протечки пара из цилиндра через неплотности.

ОБЪЕМНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ

Объемный коэффициент определяют по индикаторной диаграмме. Типичная индикаторная диаграмма малого фреонового поршневого компрессора, записанная электронным индикатором в координатах $p - \tau$ (давление — время) и перестроенная в координаты $p - V$ представлена на рис. 11.

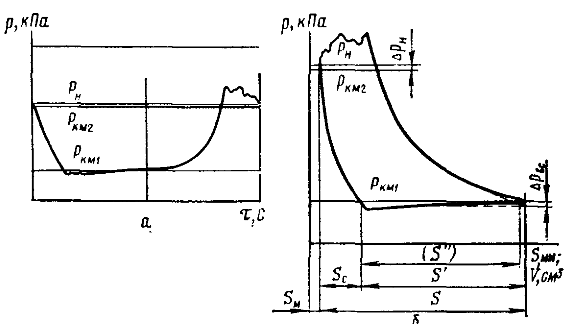


Рис. 11. Индикаторная диаграмма.
а — в координатах $p - \tau$; *б* — в координатах $p - V$.

Объемный коэффициент

$$\lambda_c = \frac{S - S_c}{S} = 1 - c\left[\left(\frac{p_н}{p_{км1}}\right)^{\frac{1}{m}} - 1\right], \qquad (II-3)$$

где c — относительный мертвый объем;
$p_н$ — давление нагнетания;
$p_{км1}$ — давление перед всасывающим патрубком компрессора;
m — показатель политропы расширения.

Относительный мертвый объем поршневого компрессора

$$c = \frac{V_л + \Sigma V_{кл}}{V_ц}, \qquad (II-4)$$

где $V_л$ — линейный мертвый объем;
$\Sigma V_{кл}$ — сумма мертвых объемов во всасывающем и нагнетательном клапанах;
$V_ц$ — рабочий объем цилиндра.

Так как

$$\frac{V_л}{V_п} = \frac{S_л}{S},$$

где $S_л$ — мертвый зазор,

то

$$c = \frac{S_л}{S} + \frac{\Sigma V_{кл}}{V_п}. \qquad (II—5)$$

В малых поршневых холодильных компрессорах абсолютная величина хода поршня S значительно меньше, чем в больших, поэтому относительный мертвый объем соответственно больше.

Поршневые герметичные компрессоры обычно имеют относительный мертвый объем около 4%, ротационные компрессоры 1—2%.

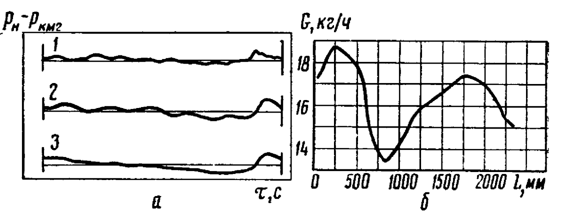


Рис. 12. Пульсации пара в каналах герметичного компрессора

а — нагнетательном (*1* — двухцилиндровый компрессор, $n = 25с^{-1}$; *2*, *3* — одноцилиндровые, $n = 50с^{-1}$);
б — влияние на производительность (L — длина всасывающего канала).

Давление нагнетания $p_н$ отличается от давления в нагнетательном патрубке $p_{км2}$ в первую очередь вследствие гидравлического сопротивления нагнетательного клапана и нагнетательного канала. Это сопротивление сильно, и в разных машинах по-разному изменяется в процессе нагнетания, так как пластина клапана за время выталкивания (0,002—0,005 с) отрывается от седла, достигает ограничителя и опускается, совершая колебательные движения.

Изменяется также скорость поршня, приближаясь к нулю в верхней мертвой точке, а следовательно, и скорость пара, от которой зависит падение давления в нагнетательном патрубке.

Наконец, в нагнетательной полости крышки цилиндра и нагнетательном канале всегда происходят колебания давления рис. 12,*а*). Как видно из рис. 12, *а*, во всех случаях $p_н > p_{км2}$. С возрастанием $p_{км2}$ разность между $p_н$ и $p_{км2}$ увеличивается.

Показатель политропы расширения m, определенный по ее конечным параметрам, для большинства герметичных компрессоров близок к единице.

При $m = 1$ уравнение (II—3) принимает вид

$$\lambda_c = 1 - c\left(\frac{p_н}{p_{км1}} - 1\right). \qquad (II—6)$$

В случае запаздывания посадки нагнетательного клапана (если он неудачно сконструирован или изготовлен) расширение начинается не из верхней мертвой точки, а позже. При этом объемный коэффициент определяется не только величиной мертвого объема, но и моментом посадки клапана на седло.

Объемный коэффициент сильно зависит от режима работы компрессора. Так, у компрессора круглогодичного кондиционера, работающего в зимний период при температурах кипения $t_0 = -20°$ С и конденсации $t_к = 45°$ С, отношение давления $p_н/p_{км1} = 7{,}1$, а в весенний период при $t_0 = 5°$ С и $t_к = 30°$ С это отношение составляет 2,3. В первом случае при мертвом объеме 4% объемный коэффициент будет равен 0,76, а во втором 0,95. При тех же отношениях давлений компрессор с мертвым объемом 8% будет иметь объемные коэффициенты около 0,5 и 0,9.

КОЭФФИЦИЕНТ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ И ПУЛЬСАЦИЙ

Давление в конце всасывания $p_в$ отличается от давления у всасывающего патрубка $p_{км1}$. Падение давления во всасывающих канале и клапане, так же как и в нагнетательных, зависит от их формы, размеров и скорости поршня. На большей части хода всасывания падение давления почти постоянно, пропорционально давлению всасывания и составляет обычно 10—50 кПа, но у нижней мертвой точки уменьшается.

Пульсации давления во всасывающих полости и канале также влияют на падение давления.

Давление $p_в$ в связи с пульсациями пара может быть и ниже, и выше, чем $p_{км1}$. В первом случае для того, чтобы давление в цилиндре поднялось до $p_{км1}$, требуется перемещение поршня от нижней мертвой точки, что вызывает потерю части хода сжатия (см. рис. 11 — пунктир); это учитывается коэффициентом дросселирования и пульсаций

$$\lambda_{д.п} = \frac{S''}{S'} . \qquad (II—7)$$

Коэффициент $\lambda_{д.п}$ с достаточной степенью точности можно представить в виде [126]

$$\lambda_{д.п} = 1 - \frac{p_{км1} - p_в}{p_{км1}} . \qquad (II—8)$$

Если $p_в < p_{км1}$, то $\lambda_{д.п} < 1$; в обратном случае $\lambda_{д.п} > 1$.

В большей части герметичных компрессоров, испытанных автором, наблюдался второй случай, т. е. не падение, а рост холодопроизводительности.

Колебания давления особенно велики в случае возникновения резонанса, когда частота собственных колебаний столба пара во всасывающем канале совпадает с частотой колебаний поршня.

Резонанс наступает при следующем условии:

$$\operatorname{tg} \frac{\omega m}{c_{зв}} l = \frac{c_{зв} f}{\omega m V_0} , \qquad (II—9)$$

где ω — угловая скорость кривошипа;
m — порядок волны (номер гармоники); $m = 1;\ 2;\ 3;\ 4;$
$c_{зв}$ — скорость звука во всасываемом паре; $c_{зв} = \sqrt{kgRT}$;
k — показатель адиабаты;
g — ускорение свободного падения;
R — молярная газовая постоянная;
T — абсолютная температура пара;
l, f — длина и сечение трубопровода;
V_0 — среднее значение объема цилиндра (включая объем всасывающей полости крышки цилиндра) за один оборот.

В газообразном фреоне-12 при $t_0 = -5°$ С скорость звука $c_{зв} \approx 150$ м/с, а при содержании масла 0,5% — 130 м/с. Из уравнения (II—9) можно найти длину трубопровода l, при которой возникает резонанс с первой гармоникой (с волнами наибольшей длины $m = 1$), второй гармоникой (волны меньшей длины $m = 2$) и т. д. Для выбора l был испытан одноцилиндровый герметичный компрессор с диаметром цилиндра 36 мм, ходом поршня 18 мм, синхронной частотой вращения 50 $с^{-1}$ и всасывающей трубкой диаметром 10 мм, расположенной внутри кожуха [98]. Опыты показали, что при увеличении длины всасывающей трубки (рис. 12,*б*) производительность компрессора сначала возрастает на 7% (этому соответствует резонанс с первой гармоникой), потом уменьшается на 22% от начальной — при резонансе со второй гармоникой.

КОЭФФИЦИЕНТ ПОДОГРЕВА

Коэффициент подогрева обычно определяют совместно с коэффициентом плотности из уравнения (II—2), найдя опытным путем коэффициенты подачи: объемный и дросселирования. Общепринятая эмпирическая формула [74] для расчетного определения коэффициентов подогрева:

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_к} \qquad (II-10)$$

Здесь T_0 и $T_к$ — абсолютные температуры кипения и конденсации.

Формула была получена по данным испытаний прямоточных компрессоров, работающих при всасывании сухого насыщенного пара. В настоящее время применение уравнения (II—10) не обосновано.

Рис. 13. Изменение температуры фреона-12 в герметичных компрессорах (ФГ 0,7∼3; — — — ФГ 0,14) при t_0 = —15°С(○) и 5°С(●).

В малых фреоновых компрессорах холодильных машин объемные потери, связанные с подогревом всасываемого пара, имеют следующие две основные особенности.

1. В малых компрессорах определяющее влияние на коэффициент подогрева оказывает нагрев пара во всасывающем канале (от всасывающего патрубка до цилиндра), а подогрев в цилиндре имеет второстепенное значение. В компрессорах большой холодопроизводительности пар подогревается в основном в цилиндре, влиянием всасывающего канала часто пренебрегают.

Изменение температуры фреона-12 в малых компрессорах ФГ 0,7∼3 и ФГ 0,14 ∼ 1 показано на рис. 13. На пути от входа в кожух до всасывающей трубки пар нагревается на 40—70° С (т. е. больше, чем при адиабатическом сжатии в теоретическом цикле). Во всасывающей трубке и всасывающей полости крышки цилиндра пар нагревается еще на 10—20° С. Подогрев в цилиндре составляет 10—20% от общего [169]. Температура сжатого пара до выхода из компрессора снижается на 30—50°С в результате внутреннего теплообмена.

2. В малых холодильных компрессорах потери от подогрева имеют важное, иногда решающее значение, тогда как в современных больших компрессорах они играют второстепенную роль [126].

Для определения коэффициентов подогрева автором были найдены зависимости подогрева пара в малых компрессорах от перегрева всасываемого пара $\theta = t_{км1} - t_0$, полученные при работе на фреонах-12, -22 и -502 при постоянных (в каждой серии опытов) давлениях всасывания и нагнетания и различных температурах всасывания [169].

Особенно подробно был исследован[1] двухцилиндровый герметичный ком-

[1] В испытаниях компрессоров принимала участие Н. А. Касьянова.

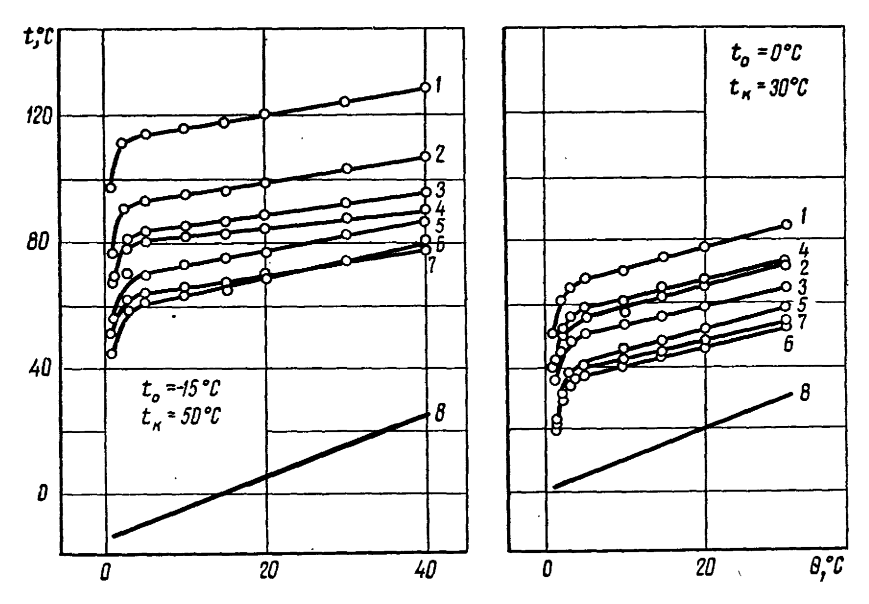


Рис. 14. Влияние перегрева всасываемого пара на температуры в герметичном компрессоре.

1 — в нагнетательной полости; *2* — за нагнетательным патрубком; *3* — стенки цилиндра; *4* — масла (внизу кожуха); *5* — во всасывающей полости; *6* — у всасывающей трубки; *7* — кожуха (средняя); *8* — у входа в кожух.

прессор ФГ 0,7~3 (диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 18 мм, частота вращения 25 $с^{-1}$). Опыты проводили в строго установившемся тепловом режиме, при котором все температуры изменялись не более чем на ±0,1° С. Измеряли температуру пара в различных точках всасывающего и нагнетательного каналов компрессора, а также температуры смазочного масла и деталей компрессора, снимали индикаторные диаграммы и определяли сухость пара.

Изменение температур в зависимости от перегрева всасываемого пара представлено на рис. 14. Оказалось, что при возрастании перегрева от 0,2—0,5 до 2—3° С температуры фреона и деталей компрессора повышаются очень быстро — на 20—30° С. После того как перегрев достигает 3° С рост всех температур значительно замедляется и составляет примерно 0,5° С на 1° С перегрева, а в случае принудительного движения воздуха у кожуха компрессора около 0,2° С. Соотношение температур при этом почти не изменяется.

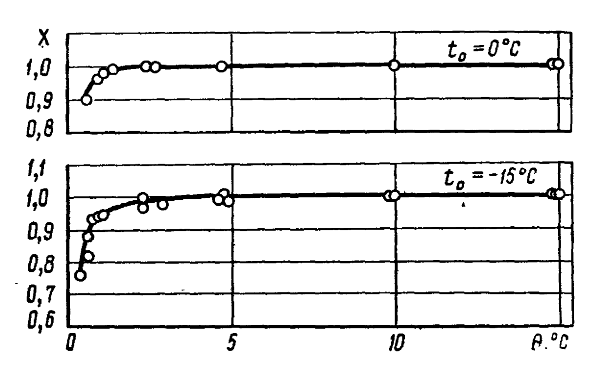


Рис. 15. Зависимость сухости от перегрева всасываемого пара.

Величина сухости пара в тех же опытах показана на рис. 15. При перегреве около 1° С сухость пара составляет от 0,85 до 0,9, с повышением перегрева быстро возрастает и при ~3° С достигает 1.

Таким образом было установлено, что неравномерность протекания температурных кривых вызы-

вается уносом жидкости из испарителя. После достижения сухости пара $x = 1$ изменяется характер процесса: в этой области температуры фреона, масла и деталей компрессора изменяются линейно; они зависят в первую очередь от температуры конденсации, в более слабой степени — от перегрева всасываемого пара, и почти не зависят от температуры кипения

$$T = aT_{\text{к}} + b\theta, \qquad \text{(II—11)}$$

где $T_{\text{к}}$ — абсолютная температура конденсации;
θ — перегрев пара перед всасывающим патрубком;
a, b — постоянные.

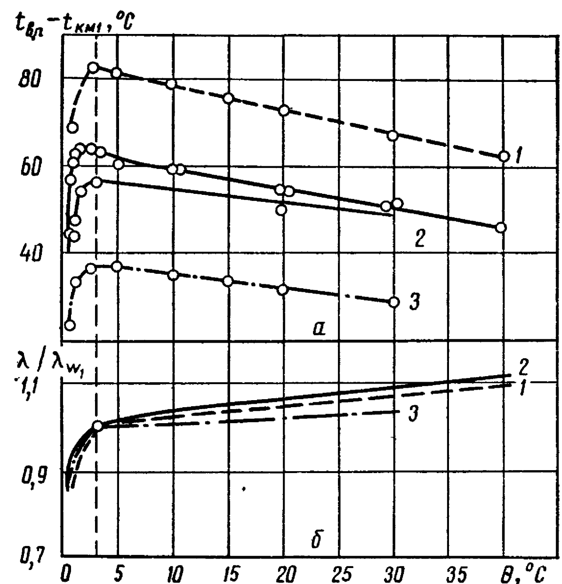


Рис. 16. Влияние перегрева всасываемого пара: *а* — на повышение температуры фреона во всасывающем канале ($t_{\text{в.п}} - t_{\text{км1}}$): *1* — $t_0 = -15$°C; $t_{\text{к}} = 50$°C; *2* — $t_0 = -15$°C; $t_{\text{к}} = 30$°C и $t_0 = 0$°C; $t_{\text{к}} = 50$°C; *3* — $t_0 = 0$°C $t_{\text{к}} = 30$°C;
б — на коэффициенты подогрева.

В малых холодильных компрессорах $1 \leqslant a \leqslant 1{,}2$; $0{,}2 \leqslant в \leqslant 0{,}8$. В каждой серии опытов факторы, влияющие на коэффициент подачи, оставались постоянными, кроме тех, которые связаны с подогревом пара.

В этом случае

$$\frac{\lambda_w}{(\lambda_w)_1} = \frac{\lambda}{\lambda_1} \qquad \text{(II—12)}$$

На рис. 16,*б* показано относительное изменение коэффициентов подогрева в зависимости от перегрева всасываемого пара. В данных опытах при $\theta = 3°$ C, когда сухость пара достигает единицы, коэффициенты подогрева $(\lambda_w)_1$ и подачи λ_1 приняты равными 1.

При малых значениях перегрева, как отмечалось выше, эти коэффициенты быстро возрастают, что вызвано уменьшением содержания жидкости в паре.

При $\theta > 3°$ C (в этом случае всасывается сухой пар) повышение перегрева пара у всасывающего патрубка компрессора вызывает линейное снижение роста температуры фреона во всасывающем канале ($t_{\text{в.п}}—t_{\text{км1}}$), как это показано, по данным тех же опытов, на рис. 16,*а*. Соответственно возрастает коэффициент подогрева. Эту зависимость можно выразить уравнением

$$\lambda_w = (\lambda_w)_0\,(1 + \alpha_1\theta), \qquad \text{(II—13)}$$

где $(\lambda_w)_0$ — коэффициент подогрева при $\theta = 0$;
α_1 — постоянная.

В действительности при $\theta = 0$°C сухость пара меньше единицы, и вид зависимости $\lambda_w = f(\theta)$ изменяется, поэтому $(\lambda_w)_0$ является условной величиной.

Как отмечалось выше, температуры фреона во всех точках всасывающего и нагнетательного каналов компрессора можно выразить уравнением (II—11). Принимая, что температура фреона в начале сжатия описывается тем

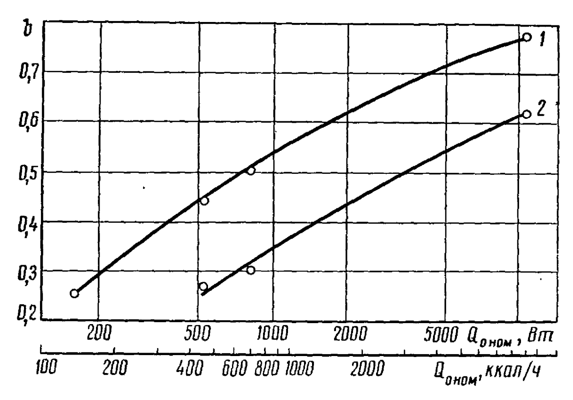


Рис. 17. Зависимость коэффициента b от производительности герметичных компрессоров (1 — свободное движение воздуха, 2 — принудительное).

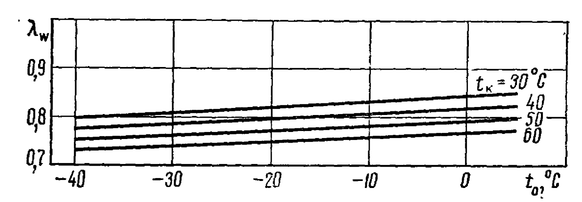


Рис. 18. Коэффициенты подогрева герметичных компрессоров.

же уравнением, и зная абсолютную температуру во всасывающем патрубке $T_{км1}$, представим коэффициент подогрева в следующем виде:

$$\lambda_w = \frac{T_{км1}}{aT_к + b\Theta}, \quad (II—14)$$

где $T_{км1}$ — абсолютная температура всасываемого пара;

Θ — перегрев пара перед всасывающим патрубком компрессора;

a, b — постоянные;

$$T_{км1} = T_0 + \Theta. \quad (II—15)$$

Коэффициенты a и b характеризуют зависимость температурного уровня малого фреонового компрессора соответственно от температуры конденсации и перегрева всасываемого пара. Коэффициент $a > 1$, поскольку температура фреона в начале сжатия оказывается несколько выше температуры конденсации.

Коэффициент b зависит от размеров компрессора и условий теплообмена его с окружающей средой. При увеличении размеров компрессора и уменьшении теплоотдачи в окружающую среду коэффициент b возрастает (рис. 17), приближаясь к единице. В компрессоре бытового холодильника коэффициент b = 0,25, т. е. с ростом перегрева у входа на 1° С температура в начале сжатия повышается только на 0,25° С.

Чем выше температура пара перед всасывающим патрубком, тем меньше он нагревается во всасывающем канале, — в этом суть полезного влияния перегрева.

С ростом номинальной холодопроизводительности компрессора температуры у входа во всасывающий патрубок и в начале сжатия все больше сближаются, коэффициент подачи растет и влияние повышения температуры пара во всасывающем канале ослабевает.

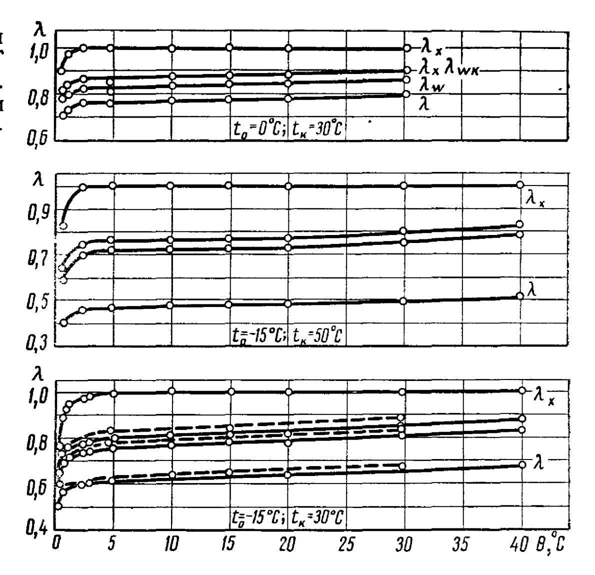
Поэтому перегрев всасываемого пара имеет тем меньшее значение для повышения рабочих коэффициентов, чем больше размеры компрессора.

Опыты, проведенные с компрессорами разных типов, показали отклонение экспериментальных данных от значений величин, определенных по уравнениям (II—11) и (II—14) в среднем на 4% и не более чем на 8%. Такое совпадение расчетных и опытных данных можно считать удовлетворительным. Температура пара в начале сжатия близка к температуре стенки цилиндра.

При испытаниях фреоновых компрессоров температура всасывания поддерживается постоянной и равной 20° С. На рис. 18 показаны коэффициенты подогрева, подсчитанные по уравнению (II—14) для значений коэффициентов a и b, типичных для малых холодильных компрессоров.

Для того чтобы оценить относительное влияние испарения жидкости,

Рис. 19. Коэффициенты подачи и подогрева компрессора ФГ 0,7 ~ 3. Обозначения — см. уравнение (II—16); пунктиром показаны коэффициенты при обдувании кожуха воздухом.



подогрева пара во всасывающем канале и подогрева пара в цилиндре на коэффициент подогрева, представим этот коэффициент в виде произведения

$$\lambda_w = \lambda_x \lambda_{wк} \lambda_{wц}, \qquad (II—16)$$

где λ_x — коэффициент, учитывающий испарение жидкого фреона в компрессоре (при $x < 1$);

$\lambda_{wк}$ — коэффициент, учитывающий подогрев пара на основном участке всасывающего канала — от всасывающего патрубка до всасывающей полости цилиндра;

$\lambda_{wц}$ — коэффициент, учитывающий подогрев пâра во всасывающем клапане и в цилиндре.

Коэффициент λ_x определяем, исходя из следующего.

Во всасывающий патрубок поступает $xG_а$ пара. Во всасывающем канале до всасывающей полости цилиндра включительно перегрев повышается на десятки градусов, жидкость полностью испаряется, и в цилиндры поступает пар в количестве $G_а$. Коэффициент λ_x численно равен отношению этих величин

$$\lambda_x = \frac{xG_а}{G_а} = x. \qquad (II—17)$$

Коэффициенты, учитывающие влияние подогрева пара во всасывающем канале и цилиндре на коэффициент подогрева

$$\lambda_{wк} = \frac{T_{км1}}{T_{в.п}}, \qquad (II—18)$$

$$\lambda_{wц} = \frac{T_{в.п}}{T_ц}, \qquad (II—19)$$

где $T_{км1}$, $T_{в.п}$, $T_ц$ — абсолютные температуры пара у входа в компрессор, во всасывающей полости и в цилиндре в начале сжатия.

Значения коэффициентов подачи, подогрева и отдельных их составляющих по результатам нескольких серий опытов с компрессором ФГ 0,7 ~ 3 приведены на рис. 19. Из графиков видно, что при малых значениях перегрева всасываемого пара коэффициент подогрева λ_w зависит в первую очередь от λ_x. При $x = 1$ основное влияние на коэффициент подогрева оказывает коэффициент подогрева во всасывающем канале $\lambda_{wк}$. Влияние коэффициента

подогрева во всасывающем клапане и цилиндре относительно невелико. Определим значение коэффициента α_1 в уравнении (II—13).

При $\theta = 0$ уравнение (II-14) принимает вид

$$(\lambda_w)_0 = \frac{T_0}{aT_к}. \qquad (II—20)$$

Из уравнений (II—14) и (II—20)

$$\lambda_w = (\lambda_w)_0 \left(1 + \frac{\theta}{T_0}\right) \frac{1}{1 + \frac{\theta}{\frac{a}{b} T_к}}. \qquad (II—21)$$

Из уравнений (II—13) и (II—21) находим

$$\alpha_1 \cong \frac{1}{T_0} - \frac{1}{\frac{a}{b} T_к}. \qquad (II—22)$$

В области температур кипения от —40 до +10° С и конденсации от 30 до 50° С коэффициент α_1 составляет $0{,}25 \div 0{,}35 \cdot 10^{-2}$ K^{-1}.

Коэффициент подогрева, так же как и объемный коэффициент, зависит от режима работы компрессора. В том случае, если компрессор всасывает пар, не содержащий капель жидкости, эта зависимость слабей, чем у объемного коэффициента λ_c. Так, для герметичного компрессора, работающего при высокой температуре конденсации (например, 50° С), низкой температуре кипения (—25° С) и малом перегреве всасываемого пара (10° С), коэффициент подогрева с учетом формул (II—11) и (II—14), $\lambda_w = 0{,}72$.

При понижении температуры конденсации до 25° С, повышении температуры кипения до 5° С и большом для этих условий перегреве (15° С) коэффициент подогрева достигает 0,87, т. е. увеличивается на 20%. Объемный коэффициент компрессора с мертвым объемом 5% при этих условиях возрастает с 0,56 до 0,96, т. е. более чем на 70%.

В случае уноса в компрессор жидкости картина изменяется: с падением сухости пара коэффициент подогрева пропорционально снижается и может оказаться ниже объемного коэффициента.

КОЭФФИЦИЕНТ ПЛОТНОСТИ

Коэффициент плотности определяют по уравнению.

$$\lambda_{пл} = \frac{G_а}{G_а + G_{пл}}, \qquad (II—23)$$

где $G_а$ — производительность компрессора;
$G_{пл}$ — протечка через неплотности.

Иногда коэффициенты плотности определяют по формуле

$$\lambda_{пл} = \frac{G_т - G_{пл}}{G_т},$$

но эта формула не соответствует уравнению (II—2); она справедлива только при выражении коэффициента подачи в виде функции суммы, а не произведения частных коэффициентов.

В компрессорах с поршневыми кольцами коэффициенты плотности, как правило, близки к единице [126]. В герметичных компрессорах плотность обычно достигается за счет уменьшения зазоров между цилиндром и поршнем. Протечки пара через неплотности $G_{пл}$ зависят от сечения, длины, формы и состояния поверхности кольцевого канала, состояния масло-фреонового раствора, разности давлений, действующих на поршень, а также от характера движения поршня. Теоретический анализ этих зависимостей ос-

[...]ован на многих допущениях и носит условный характер. С увеличением разности давлений $\lambda_{пл}$ снижается (рис. 20,*а*) [196].

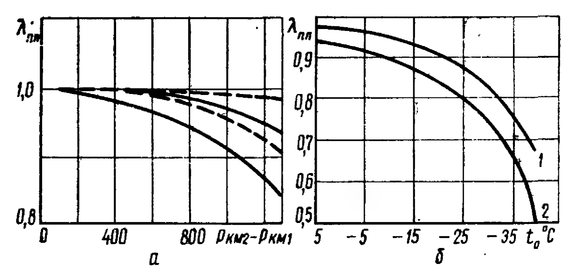


Рис. 20. Зависимость коэффициента плотности: *а* — от разности давлений нагнетания и всасывания (——— $n = 25c^{-1}$, – – – $n = 50c^{-1}$); *б* — от температуры кипения ($1 — G_{пл} = 1$ кг/ч; $2 — G_{пл} = 2$ кг/ч).

Коэффициент плотности в большой мере зависит также от расхода фреона G_a, который обусловлен главным образом температурой кипения t_0. На рис. 20,*б* показана зависимость $\lambda_{пл}$ компрессора ' холодопроизводительностью 650 Вт от t_0 при протечках, равных 1 кг/ч (линия *1*) и 2 кг/ч (линия *2*). В интервале t_0 от +5 до —5° С при температуре конденсации 50° С влияние протечек на $\lambda_{пл}$ незначительно. Но при температуре t_0 от —35 до —40° С в первом случае (линия *1*) $\lambda_{пл}$ падает до 0,66, а во втором (линия *2*) даже до 0,5, что вызвано уменьшением $G_а$. В свою очередь, в результате падения коэффициента плотности снижаются другие составляющие коэффициента подачи.

Влияние зазора между поршнем и цилиндром на протечки малых поршневых компрессоров было определено рядом исследователей [88, 89, 114, 125, 158, 216]. При неизменных размерах цилиндров устанавливались поршни с различным наружным диаметром, в результате зазоры изменялись в пределах от 10—20 до 40—60 и до 100 мкм.

Ресурсные испытания (см. главу XIV) показали, что как правило в течение срока службы герметичных компрессоров зазор между цилиндром и поршнем увеличивается примерно вдвое. Проведенное автором обобщение результатов исследований компрессоров с диаметром цилиндров от 22 до 42 мм, частотой вращения от 7 до 50 c^{-1}, работающих на фреонах-12 и -22, показывает, что в этом интервале коэффициент плотности

$$\lambda_{пл} = \lambda_{пл.н} - c\,\frac{\delta}{\delta_н}, \qquad (II—24)$$

где $\lambda_{пл.н}$ — коэффициент плотности при начальном зазоре $\delta_н$ (обычно равен 0,98);
$\lambda_{пл}$ — то же, при зазоре δ;
c — коэффициент, зависящий от режима работы компрессора.

Для высокотемпературного режима работы $c = 0{,}03$, среднетемпературного 0,07, низкотемпературного 0,1. С увеличением разности давлений конденсации и кипения коэффициент c растет.

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ИСПАРЕНИЕ ФРЕОНА ИЗ МАСЛА, ВОЗВРАЩАЮЩЕГОСЯ В КОМПРЕССОР

Масло, выходящее из испарителя и возвращающееся в компрессор, несет в себе некоторое количество $G_б$ растворенного фреона. В компрессоре фреон испаряется, снижая рабочие коэффициенты, подобно тому, как это происходит при попадании капель жидкости в кожух. Влияние этого явления, называемого балластным доиспарением, можно оценить коэффициентом [86]

$$\lambda_б = \frac{G_а}{G_а + G_б}. \qquad (II—25)$$

При уменьшении содержания масла в циркулирующем фреоне и увеличении перегрева всасываемого пара $\lambda_б$ быстро возрастет — при ξ_1 выше 0,9 и перегреве $0 > 5°$ С приближается к единице.

В герметичных компрессорах концентрация масла в циркулирующем фреоне -12 и -22, как показали наши опыты, не превосходят нескольких десятых долей процента. В открытых компрессорах увеличение количества масла в несколько раз по сравнению с нормальным мало влияет на концентрацию масла и $\lambda_б$ [139]. Если для наглядности принять нормальное заполнение маслом равным единице, то при относительном количестве масла в системе 1,0; 2,1; 3,5 его концентрация в циркулирующем фреоне составит соответственно 0,1; 0,4; 6,1%, а коэффициент $\lambda_б$ будет равен 1,00; 0,97 и 0,94. В целом в малых машинах влияние балластного испарения пренебрежимо мало.

ПОТЕРИ, ВЫЗВАННЫЕ ЧАСТИЧНОЙ КОНДЕНСАЦИЕЙ И ЦИКЛИЧНОЙ РАСТВОРИМОСТЬЮ ФРЕОНА В МАСЛЕ

Если в каком-либо месте цилиндра температура стенки окажется ниже температуры конденсации, соответствующей давлению в цилиндре, то в процессе сжатия часть пара будет конденсироваться на этой стенке. При расширении из мертвого объема, а также при ходе всасывания капли будут испаряться, снижая производительность компрессора.

Это явление было обнаружено при испытаниях тихоходных компрессоров, всасывающих влажный пар или охлаждаемых слишком холодной водой. Оказалось, что при понижении температуры стенки до определенного предела происходит отчетливое изменение индикаторных диаграмм: показатель политропы сжатия резко снижается. При этом политропа расширения протекает более полого и рабочие коэффициенты компрессора соответственно падают.

В современных быстроходных малых холодильных компрессорах (особенно герметичных) температура стенок цилиндра при работе всегда выше температуры конденсации, поэтому влияние частичной конденсации не наблюдается.

Гипотеза о цикличной растворимости фреона в масле сводится к тому, что в процессе сжатия фреон растворяется в масле на стенках цилиндра, а при обратном расширении снова возгоняется из масла. В связи с этим коэффициенты подачи снижаются [14]. Если это верно, то при изменении температуры масла и стенок цилиндра должен измениться процесс в цилиндре. Это должно вызывать изменения индикаторных диаграмм, как это имело место в случае частичной конденсации.

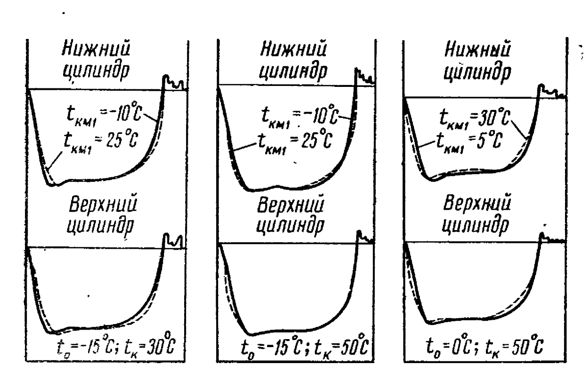


Рис. 21. Индикаторные диаграммы двухцилиндрового герметичного компрессора, снятые при изменении перегрева всасываемого пара.

Проведенные автором опыты показали, что диаграммы, снятые при наименьшем и наибольшем перегревах всасываемого пара, оказались одинаковыми. На рис. 21 показаны индикаторные диаграммы компрессора ФГ 0,7～3, снятые при разных режимах работы. Диаграммы различаются между собой не больше, чем при

работе компрессора в одном и том же строго постоянном режиме. Таким образом было установлено, что гипотеза о влиянии цикличной растворимости фреона в масле на рабочий процесс компрессора не подтверждается.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМНЫХ ПОТЕРЬ

Чтобы определить наиболее перспективные пути повышения производительности компрессора, следует оценить значение отдельных видов объемных потерь. Потерянную часть объема

$$\delta = 1 - \lambda$$

можно представить в виде суммы

$$\delta = \delta_c + \delta_w + \delta_{д.п} + \delta_{пл}. \quad \text{(II—26)}$$

Часть объема, которая теряется вследствие обратного расширения из мертвого пространства, зависит также от подогрева пара во всасывающем канале: удельный объем пара, поступающего в цилиндр, больше, чем перед всасывающим патрубком, поэтому потеря, вызванная обратным расширением несколько уменьшается.

Пределы возможных значений этой величины определяются неравенством

$$\lambda_w (1 - \lambda_c) < \delta_c < (1 - \lambda_c). \quad \text{(II—27)}$$

В герметичном компрессоре, как было показано выше, всасываемый пар нагревается в основном на пути от всасывающего патрубка до входа в цилиндр. Поэтому δ_c ближе к произведению $\lambda_w(1 - \lambda_c)$, т. е. к меньшему пределу неравенства (II—27).

Потеря производительности δ_w, вызванная подогревом всасываемого пара, аналогично предыдущему:

$$\lambda_c (1 - \lambda_w) < \delta_w < (1 - \lambda_w). \quad \text{(II—28)}$$

Значение δ_w ближе к большему пределу неравенства (II-28).

Потери $\delta_{д.п}$, вызванные дросселированием и пульсациями всасываемого пара, также несколько уменьшаются в связи с его подогревом.

Потери от расширения из мертвого пространства δ_c и от подогрева всасываемого пара δ_w в типичных малых холодильных компрессорах представлены на рис. 22. Как видно из графика, при средних отношениях давлений нагнетания и всасывания $p_{км2}/p_{км1}$ оба вида объемных потерь примерно одина-

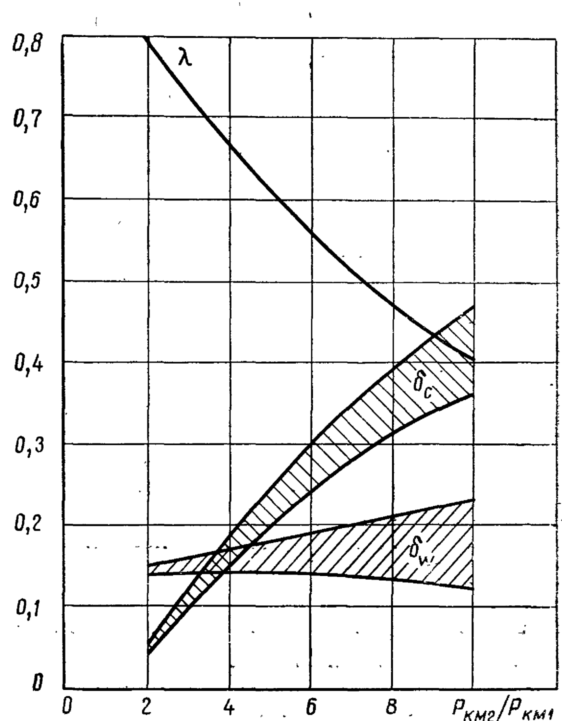


Рис. 22. Объемные потери от расширения пара из мертвого пространства δ_c и от подогрева всасываемого пара δ_w.

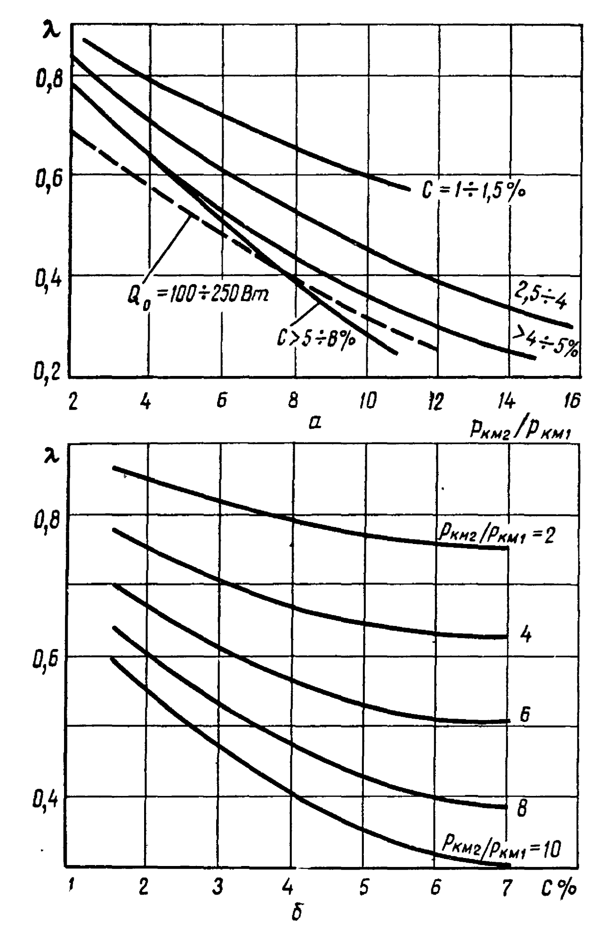


Рис. 23. Обобщенные коэффициенты подачи: *а* — в зависимости от $p_{км2}/p_{км1}$; *б* — в зависимости от *c*.

ковы. При малых отношениях давлений преобладает δ_w, при больших — δ_c. Следовательно, для улучшения объемных характеристик низкотемпературных компрессоров (предназначенных для работы при температурах кипения от —40 до —25° С) перспективны меры, способствующие уменьшению мертвого объема, тогда как сокращение внутреннего теплообмена важней в высокотемпературных компрессорах.

ОБОБЩЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОДАЧИ

Коэффициенты подачи малого холодильного компрессора, как следует из предыдущего, зависят от ряда конструктивных факторов и от условий работы компрессора.

Однако обычно определяющим является влияние лишь некоторых величин, в первую очередь — отношения давлений нагнетания и всасывания. Коэффициенты подогрева тесно связаны с ним, так как каждому отношению давлений соответствует сравнительно узкая область изменений температур всасывания, конденсации и перегрева. Поэтому объемные коэффициенты приближенно можно выразить в виде функции мертвого объема и отношения давлений.

Обобщенные коэффициенты подачи нескольких десятков малых холодильных компрессоров, в основном испытанных автором, представлены на рис. 23. Кривая коэффициентов подачи компрессоров бытовых холодильников проходит ниже других. Приведенными данными можно пользоваться при предварительном расчете компрессоров.

Более точно коэффициенты подачи определяют по уравнению (II—2).

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

В компрессоре существуют следующие энергетические потери: газодинамические — вследствие потерь давления во всасывающем канале (вентиле, фильтре, встроенном электродвигателе, глушителе, трубке, камере) и клапане, а также в нагнетательном канале (камере, трубке, глушителе, вентиле) и клапане; от теплопритоков к пару во всасывающем канале и цилиндре ком-

прессора, а также (при влажном ходе) от испарения жидкости; от протечек сжатого пара из цилиндра через неплотности; механические потери, к которым относятся потери трения поршней и вала, а также мощность масляного насоса, а в открытых компрессорах, кроме того, потери трения сальников и клиноременной передачи; электрические потери (в электродвигателе, приводящем компрессор в движение).

Потери от испарения фреона из масла и от цикличной конденсации, как было показано в начале главы, в малых машинах отсутствуют.

В целом энергетические потери характеризуются электрическим к.п.д. $\eta_э$, т. е. отношением мощности $N_т$, потребляемой теоретическим компрессором (имеющим такую же массовую производительность $G_а$, что и действительный компрессор, одинаковые с ним давление и температуру сухого пара перед всасывающим патрубком и одинаковые давления после нагнетательного патрубка), к мощности, потребляемой действительным компрессором,

$$\eta_э = \frac{N_т}{N_э}. \qquad (II-29)$$

Электрический к. п. д. можно представить, как показано в курсе В. Е. Цыдзика [130], в виде произведения нескольких коэффициентов, отражающих названные потери,

$$\eta_э = \eta_i \eta_w \eta_{пл} \eta_{мех} \eta_{эд}, \qquad (II-30)$$

где η_i — индикаторный к. п. д., характеризующий газодинамические потери и теплообмен в процессе сжатия;
η_w — к. п. д., учитывающий потери, вызванные подогревом всасываемого пара и испарением жидкости;
$\eta_{пл}$ — к. п. д., учитывающий потери энергии, вызванные протечками пара из цилиндра;
$\eta_{мех}$ — механический к. п. д., учитывающий потери трения и мощность масляного насоса;
$\eta_{эд}$ — к. п. д. электродвигателя.

В наиболее распространенных малых холодильных компрессорах основными потерями являются электрические.

Для энергетической оценки открытых компрессоров применяют также эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i \eta_{мех}. \qquad (II-31)$$

Коэффициентами полезного действия и данными о роли каждого вида потерь в общем энергетическом балансе [171] пользуются для конструкторского анализа энергетического совершенства отдельных элементов компрессора и определения оптимальных путей снижения потерь.

Для общей энергетической оценки компрессора служит электрический холодильный коэффициент

$$\varepsilon_э = \frac{Q_0}{N_э} = \varepsilon_т \eta_э, \qquad (II-32)$$

где Q_0, $N_э$ — соответственно холодопроизводительность и потребляемая мощность, кВт;
$\varepsilon_т$ — холодильный коэффициент теоретического компрессора.

Подобно этому эффективный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} = \varepsilon_т \eta_e, \qquad (II-33)$$

где N_e — мощность на валу открытого компрессора.

В технической системе единиц основными энергетическими характеристиками компрессора [ккал/(кВт·ч)] служили электрическая удельная холодопроизводительность

$$K_э = 860\varepsilon_э$$

и эффективная удельная холодопроизводительность

$$K_e = 860\varepsilon_e.$$

До последнего времени для анализа энергетических потерь холодильного компрессора преимущественно пользовались индикаторным, механическим и произведением остальных к. п. д. Для создания более совершенных конструкций необходим более детальный анализ энергетического совершенства отдельных процессов, в том числе потерь в клапанах, нагнетательном и всасывающем каналах и др. [132].

ИНДИКАТОРНЫЙ К.П.Д.

Отношение теоретической мощности $N_т$, затраченной на сжатие $G_а$ кг холодильного агента, к индикаторной мощности N_i, определенной из индикаторной диаграммы,

$$\eta_i = \frac{N_т}{N_i}. \qquad (II—34)$$

При адиабатическом сжатии идеального газа

$$N_т = G_а l_{ад} = G_а p_{км1} v_{км1} \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right], \qquad (II—35)$$

где $l_{ад}$ — адиабатическая работа сжатия 1 кг холодильного агента;
k — показатель адиабаты.

Для учета свойств реального газа $l_{ад}$ находят по тепловой диаграмме, как разность энтальпий.

Тогда

$$N_т = G_а (i_{2ад} - i_{км1}), \qquad (II—36)$$

где $i_{км1}$, $i_{2ад}$ — энтальпии пара у входа в компрессор и в конце адиабатического сжатия.

Следует отметить, что выбор адиабатического процесса сжатия для теоретического компрессора логически вытекает из выбора обратного цикла Карно как образцового. Но в регенеративном цикле возможно изотермическое сжатие. В этом случае работа сжатия

$$N_{т.из} = G_а l_{из} = G_а p_{км1} v_{км1} \ln \frac{p_{км2}}{p_{км1}}. \qquad (II—37)$$

Для фреонов-12, -22 и -502, показатель адиабаты которых изменяется в пределах 1,12—1,16, изотермическая работа примерно на 10—20% меньше, чем адиабатическая.

В герметичных компрессорах, как показано выше, температура пара в начале сжатия близка к температуре стенки цилиндра, поэтому сжатие происходит с отводом тепла от пара, т. е. с показателем политропы несколько меньшим, чем показатель адиабаты. В результате приближения к изотермическому процессу мощность уменьшается. Противоположное влияние оказывает подогрев пара до теоретической температуры встроенного электродвигателя, а также кратковременность процессов, происходящих при частоте

вращения 25—50 c^{-1}. С учетом этого теоретическую мощность определяют по уравнению (II—36).

Характеристики изотермического процесса целесообразно использовать при анализе машин с интенсивным охлаждением цилиндра.

Индикаторную мощность находят по индикаторной диаграмме

$$N_i = cp_i FSn, \qquad (II-38)$$

где p_i — среднее индикаторное давление; $p_i = m \frac{f_i}{S_i}$;

f_i, S_i — площадь и длина индикаторной диаграммы;

F, S — площадь и ход поршня;

n — частота вращения;

c, m — постоянные.

Экспериментальные данные об индикаторных к. п. д. холодильных компрессоров ограничены. Рекомендуется определять η_i как функцию коэффициента индикаторного давления ρ и коэффициента подачи λ

$$\eta_i = \frac{\lambda}{\rho}.$$

Но значение ρ находят из тех же индикаторных диаграмм, что и η_i, поэтому для анализа достаточно пользоваться индикаторным к. п. д.

Действительная индикаторная диаграмма (см. рис. 11) отличается от теоретической в основном дополнительными затратами работы, вызванными газодинамическими потерями. Падение давления во всасывающих клапанах малых холодильных компрессоров обычно составляет от 10 до 50 кПа. К концу хода всасывания, как отмечалось выше, депрессия снижается, и в результате пульсаций газа коэффициент $\lambda_{д.п}$ обычно оказывается выше единицы. Но потери энергии в этом случае, как видно из рис. 11, остаются. Отметим, что пульсации, увеличивающие коэффициент подачи, вместе с тем приводят к увеличению затраты мощности.

Падение давления в нагнетательных клапанах значительно больше, чем во всасывающих, от 80 до 300 кПа (большие числа относятся к высокооборотным компрессорам с частотой вращения 50 c^{-1}). Отношение давлений в цилиндре обычно больше отношения давлений после и до компрессора в 1,1—1,4 раза. В основном индикаторный к. п. д. зависит от совершенства клапанов и глушителей (см. с. 145, 150).

В отдельных конструкциях расход мощности возрастает вследствие пульсаций в нагнетательной полости, повышающих давление открытия нагнетательного клапана до 70 кПа. Увеличение объема полости позволяет устранить пульсации [84].

Обобщенных данных, характеризующих зависимости индикаторных к.п.д. от типов и условий работы современных холодильных компрессоров, нет. Для ориентировочной оценки малых компрессоров всех типов можно принимать $0,65 \leqslant \eta_i \leqslant 0,8$ (у герметичных компрессоров бытовых холодильников границы шире — от 0,6 до 0,85); меньшие значения относятся к режимам с большим отношением давлений. Средние значения показателей политропы сжатия для фреона-12 от 1,08 до 1,14; для фреона-22 от 1,10 до 1,18, политропы расширения фреонов-12 и -22— от 0,95 до 1,05.

К.П.Д. ПОДОГРЕВА

При подогреве всасываемого пара количество сжимаемого пара снижается, а индикаторная мощность остается постоянной, т.е. удельная работа сжатия возрастает пропорционально абсолютной температуре пара. В случае всасывания влажного пара жидкость испаряется после входа в компрес-

сор, но до поступления в цилиндр, и на сжатие этой части пара также расходуется мощность.

Общие энергетические потери от подогрева можно, как и в случае объемных потерь, разделить на потери от испарения жидкости, от подогрева во всасывающем канале и в цилиндре, представив к. п. д. подогрева в виде

$$\eta_w = \eta_x \eta_{wк} \eta_{wц}. \qquad (II-39)$$

Частные к. п. д. подогрева равны аналогичным объемным коэффициентам [см. уравнения (II—17)—(II—19)]

$$\eta_x = \lambda_x; \quad \eta_{wк} = \lambda_{wк}; \quad \eta_{wц} = \lambda_{wц}. \qquad (II-40)$$

Соответственно

$$\eta_w = \lambda_w = x \frac{T_{км1}}{T_ц}, \qquad (II-41)$$

где x — сухость пара у всасывающего патрубка,
$T_{км1}$, $T_ц$ — абсолютные температуры пара у всасывающего патрубка и в цилиндре в начале сжатия.

В герметичных компрессорах последняя близка к температуре стенки цилиндра.

К.П.Д. ПЛОТНОСТИ

Протечки сжатого пара из цилиндра через неплотности вызывают соответствующие энергетические потери. Обработка результатов ряда испытаний [88, 114, 125, 153] показала, что энергетические потери от протечек близки к объемным

$$\eta_{пл} \approx \lambda_{пл}, \qquad (II-42)$$

где $\lambda_{пл}$ — определяется по уравнению (II—24).

Как и объемные потери, они мало заметны при небольших отношениях давлений, но играют большую роль в низкотемпературных и тропических условиях.

МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д.

Во фреоновом компрессоре механические потери зависят от вязкости масло-фреоновой смеси, которая в свою очередь определяется температурой и концентрацией этой смеси [15, 86, 126]. При повышении температуры вязкость чистого масла быстро уменьшается; в то же время концентрация фреона в смеси (при постоянном давлении) понижается, что приводит к увеличению вязкости раствора.

Для определения механических потерь был испытан компрессор ФГ 0,7～3 (без клапанов) при давлении фреона-12 около 100 кПа, которое соответствует температуре кипения —30° С, и 370 кПа (t_0 = 5° С), а также при давлении воздуха 45 кПа. Температура масла $t_м$ изменялась от 20 до 70° С [171].

Как следует из графика (рис. 24,*а*) при работе в воздухе и во фреоне под давлением 100 кПа механические потери плавно уменьшаются с повышением температуры масла. При давлении фреона-12 около 370 кПа концентрация фреона в смеси увеличивается, и мощность, несмотря на рост температуры, сначала остается постоянной, потом уменьшается, но медленнее, чем в случае работы на чистом масле. При высоких температурах масла потери трения холостого хода с увеличением давления фреона несколько возрастают.

Для разделения потерь трения нами были определены электрические потери и проведены аналогичные опыты со снятыми поршнями и шатунами.

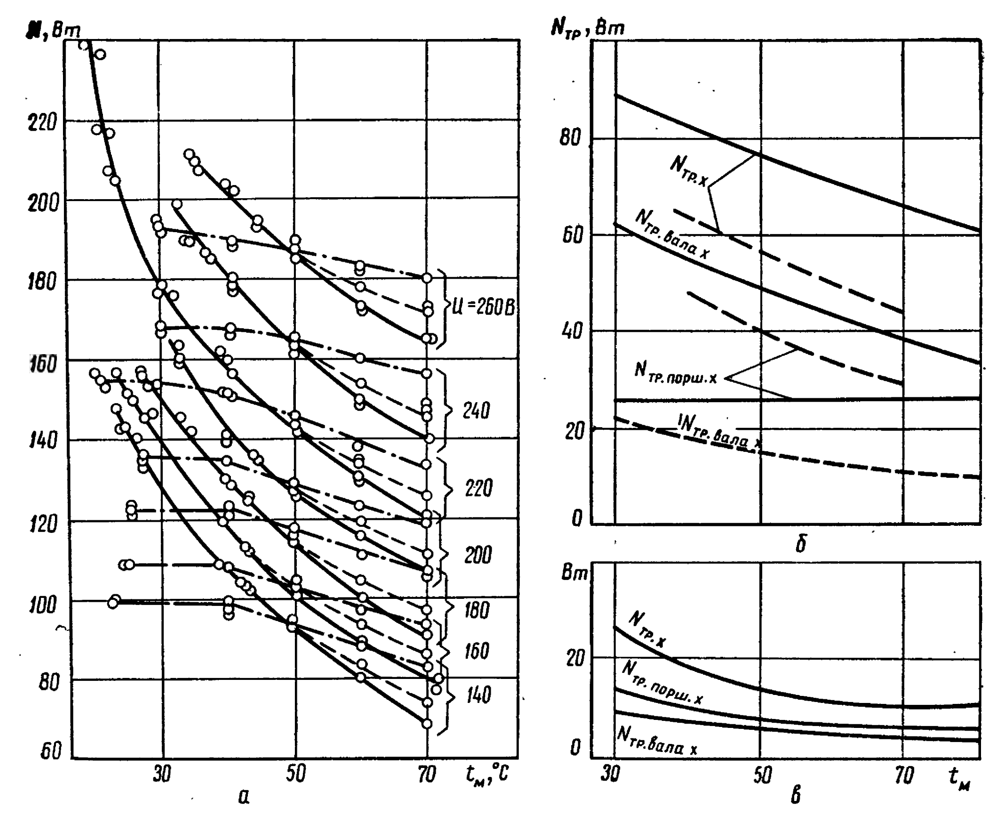


Рис. 24. Механические потери герметичных компрессоров:

а — зависимость мощности холостого хода от температуры масла и электрического напряжения (——— работа в воздухе, — — — — во фреоне, давлением 100 кПа, —·— то же, 370 кПа); *б*, *в* — потери трения компрессоров: *б* — торгового оборудования (——— одноцилиндровый, 50с$^{-1}$; — — — двухцилиндровый, 25с$^{-1}$); *в* — бытового холодильника (50с$^{-1}$).

На рис. 24, *б*,*в* показаны потери трения холостого хода $N_{тр.х}$, потери трения в поршнях $N_{тр.порш.х}$ и потери трения вала (потери трения в подшипниках и затраты мощности в насосе) $N_{тр.вала\,х}$ нескольких герметичных компрессоров с частотой вращения 25 и 50 с$^{-1}$.

Потери трения в поршнях компрессора ФГ 0,7~3 с частотой вращения 25 с$^{-1}$ составляют большую часть механических потерь. Мощность трения холостого хода приближается к постоянному (минимальному) значению при температуре масла 70—80° С.

Оказалось, что механические потери и в других малых холодильных компрессорах не зависят от режима работы. Так, в бессальниковом компрессоре ФУБС12 мощность трения составляет около 0,5 кВт; с возрастанием потребляемой мощности механический к. п. д. изменяется от 0,84 до 0,97 [84].

Механические потери компрессора ФГ 0,7~3(2) с частотой вращения 50 с$^{-1}$, той же холодопроизводительности, что и ФГ 0,7~3, как видно, из рис. 24,*б*, значительно больше, несмотря на меньшее число цилиндров (один вместо двух): потери трения в цилиндрах возросли почти вдвое, а потери трения в подшипниках и насосе — почти в 4 раза. Таким образом, в высокооборотных компрессорах основные потери трения — в подшипниках вала и масляном насосе.

В компрессоре с кулисным механизмом при 50 с$^{-1}$ потери трения поршня и кулисы (рис. 24,*в*) оказались несколько больше, чем потери трения вала.

Механический к. п. д. герметичных компрессоров, испытанных автором, находится в пределах от 0,8 до 0,95; в опытах [196] с герметичными компрессорами бытовых холодильников этот коэффициент изменялся от 0,4 (в одном случае 0,2) до 0,7, т.е. был существенно ниже.

К.П.Д. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Значения номинальных к. п. д. встроенных электродвигателей герметичных компрессоров и обычных двигателей, использованных в отечественных бессальниковых компрессорах, приведены на рис. 25. К. п. д. встроенных электродвигателей компрессоров бытовых холодильников не превышает 0,7, двигателей малых холодильных машин второй группы — 0,87, двух остальных групп — 0,95.

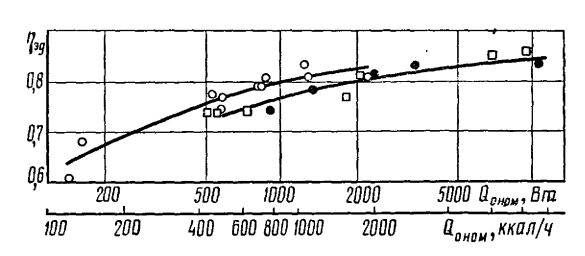


Рис. 25. Номинальные к.п.д. электродвигателей малых холодильных компрессоров: герметичных (○); бессальниковых (□); открытых (●).

К. п. д. электродвигателя зависит от температуры его обмотки. Встроенные электродвигатели имеют более низкую температуру, чем при испытаниях на открытых стендах. Часть электрических потерь φ, прямопропорциональная сопротивлению обмотки, обычно составляет от 0,4 до 0,7. При понижении температуры обмотки от t_2 до t_1 сопротивление снижается на величину, пропорциональную температурному коэффициенту сопротивления $\alpha = \frac{1}{235}$. Соответственно к. п. д. электродвигателя возрастает на величину

$$(\Delta\eta_{эд})_t = (1 - \eta_{эд})\,\varphi\,\frac{\alpha\,(t_2 - t_1)}{1 + \alpha\,(t_2 - t_1)}\,. \qquad (II-43)$$

Обычно $(\Delta\eta_{эд})_t$ составляет от 0,01 до 0,03.

Особенностью электродвигателей компрессоров малых холодильных машин в отличие от электродвигателей общего назначения являются большие колебания потребляемой мощности и напряжения электрической сети в условиях эксплуатации. Оба эти фактора в значительной мере сказываются на электрических потерях.

Мощность малых холодильных компрессоров изменяется при цикличной работе компрессора в случае пуска машины после длительной остановки, а также при сезонных изменениях температуры окружающего воздуха. Зависимость к. п. д. встроенных электродвигателей герметичных компрессоров от потребляемой мощности $N_э$ представлена на рис. 26,*а*.

Для большей общности на рис. 26,*б* по оси абсцисс отложено отношение $N_э$ к потребляемой мощности $N_{э.ном}$ при номинальном режиме работы компрессора (t_0 = —15° С; $t_к$ = 30° С).

На кривых указаны точки, характеризующие мощность, потребляемую двигателем при режимах работы: точка *1* с минимальной (t_0 = —25° С; $t_к$ = 30° С) и точка *2* с максимальной (t_0 = 5° С; $t_к$ = 50° С) расчетной потребляемой мощностью. Как видно из графиков, в этом интервале мощность изменяется в 2 раза и более. Наиболее желательный вид характеристики встроенного электродвигателя в рабочей области (между точками *1* и *2*) — это пологая кривая с максимумом вблизи номинального режима. Бо́льшая часть кривых, представленных на графике, отвечает этому условию.

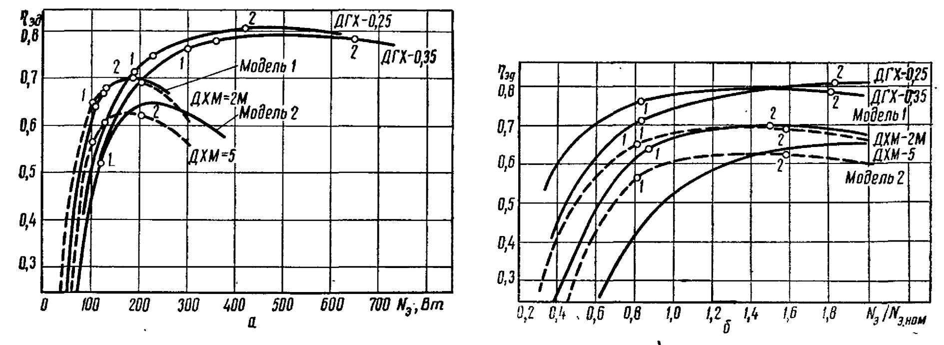


Рис. 26. Зависимость к.п.д. встроенных электродвигателей от потребляемой мощности (*а*) и ее отношения к номинальной мощности (*б*).

Напряжение на клеммах встроенных электродвигателей герметичных компрессоров в условиях эксплуатации изменяется от —15 до 10% от номинального. Это связано с широким применением малых холодильных машин в районах с недостаточно мощными электрическими системами в условиях круглосуточной цикличной работы.

При колебаниях напряжения соответственно изменяются потери в электродвигателе, в первую очередь потери в стали. Этим объясняется обнаруженная автором [171] зависимость энергетических показателей малых холодильных компрессоров от напряжения электрической сети.

На рис. 27,*а* показаны графики, иллюстрирующие влияние напряжения на мощность, потребляемую несколькими малыми холодильными компрессорами. Результаты представлены в безразмерном виде: по оси абсцисс отложено отношение напряжения на клеммах встроенного электродвигателя u к номинальному $u_{ном}$, по оси ординат — отношение потребляемой мощности $N_э$ к мощности при номинальном напряжении $(N_э)_{u_{ном}}$. Опыты проведены при нескольких температурах кипения t_0. Чем ниже t_0, тем меньше потребляемая мощность и тем сильней эта зависимость. Вместо абсолютных

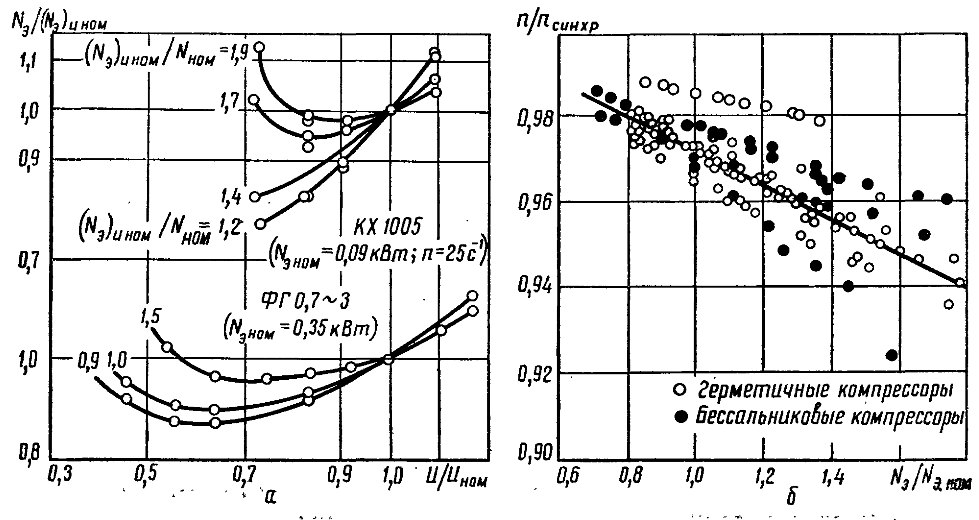


Рис. 27. Обобщенные характеристики герметичных компрессоров:
а — зависимость мощности от напряжения; *б* — зависимость частоты вращения от отношения $N_э/N_{э.ном}$.

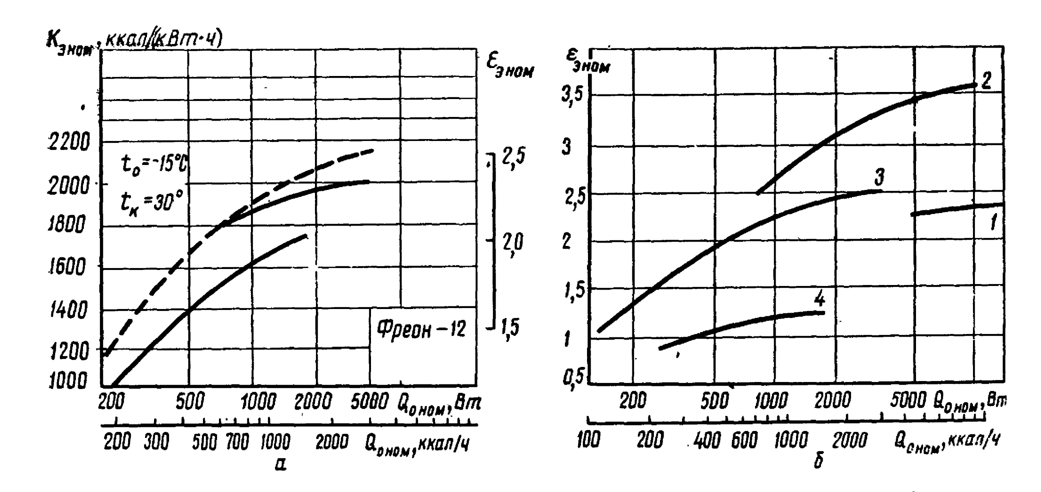


Рис. 28. Зависимость холодильного коэффициента компрессоров от номинальной холодопроизводительности:

а — герметичных среднетемпературных; —— нормы 1961 г., —— нормы 1971 г., *б* — бессальниковых (*1*) и герметичных (*2* — высокотемпературных, *3*—среднетемпературных, *4*—низкотемпературных, нормы 1971 г).

значений мощности, потребляемой при номинальном напряжении $(N_э)_{u_{ном}}$, здесь даны их отношения к номинальной мощности $N_{ном}$ электродвигателя. Опытные точки для компрессоров ФГ 0,7∼3 и ФГ 0,45∼3 легли на общие кривые. На том же рисунке показаны результаты проведенных нами испытаний компрессора КХ-1005 бытового холодильника ($N_{ном}$ — 0,09 кВт). Чем меньше номинальная мощность электродвигателя, тем относительно больше потери в стали и тем сильней, как видно из графиков, эта зависимость.

В предусмотренном для герметичных компрессоров диапазоне напряжений

$$\frac{\Delta N_э}{(N_э)_{u_{ном}}} \approx c_1 \frac{\Delta u}{u_{ном}}, \qquad (II-44)$$

где $\Delta N_э$ — приращение мощности, потребляемой электродвигателем при отклонении напряжения на Δu от $u_{ном}$ и работе компрессора в данном режиме;

c_1 — постоянная, зависящая от отношения $(N_э)_{u_{ном}}$ к номинальной мощности встроенного электродвигателя; при понижении этого отношения от 1,9—1,5 до 1,2—0,9 коэффициент c_1 увеличивается от 0,4 до 1,0.

На рис. 27,*б* представлена также в обобщенном виде зависимость частоты вращения герметичных компрессоров от потребляемой мощности. Эта зависимость носит линейный характер:

$$\frac{n}{n_{синхр}} = 1{,}01 - 0{,}04 \frac{N_э}{N_{э.ном}}. \qquad (II-45)$$

ОБОБЩЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ

Обобщенные значения основного энергетического показателя малого холодильного компрессора — электрического холодильного коэффициента — получены в результате проведенных автором исследований десятков малых холодильных компрессоров. Значение $\varepsilon_э$ зависит от размеров компрессора и отношения давлений всасывания и нагнетания

$$\varepsilon_э = f\left(Q_{0\,ном}\ \frac{p_{км2}}{p_{км1}}\right). \qquad (II-46)$$

Зависимость $\varepsilon_{э.\,ном} = f(Q_{о.\,ном})$ для отечественных среднетемпературных герметичных компрессоров представлена на рис. 28,*а* (пунктирной линией — по современным нормам — см. главу V; сплошными — для отечественных компрессоров по нормам 1961 г.; нижняя линия относится к компрессорам с однофазным двигателем). Значения $\varepsilon_{э.\,ном}$ для герметичных и бессальниковых компрессоров в средне-, низко- и высокотемпературном исполнениях приведены на рис. 28,*б*. Энергетические показатели герметичных поршневых и ротационных компрессоров, а также компрессоров, работающих на фреонах -12 и -22, практически одинаковы.

Опыты показали, что для каждого данного компрессора $\varepsilon_э$ можно представить в виде функции только отношения давлений нагнетания и всасывания. Вводя для большей общности отношение электрического холодильного коэффициента (при данном режиме работы) к номинальному, получим $\frac{\varepsilon_э}{\varepsilon_{э.\,ном}} = f\left(\frac{p_{км2}}{p_{км1}}\right)$.

На рис. 29 показаны обобщенные значения электрического холодильного коэффициента среднетемпературных компрессоров, работающих на фреоне-12, характеристики которых приведены в табл. 6.

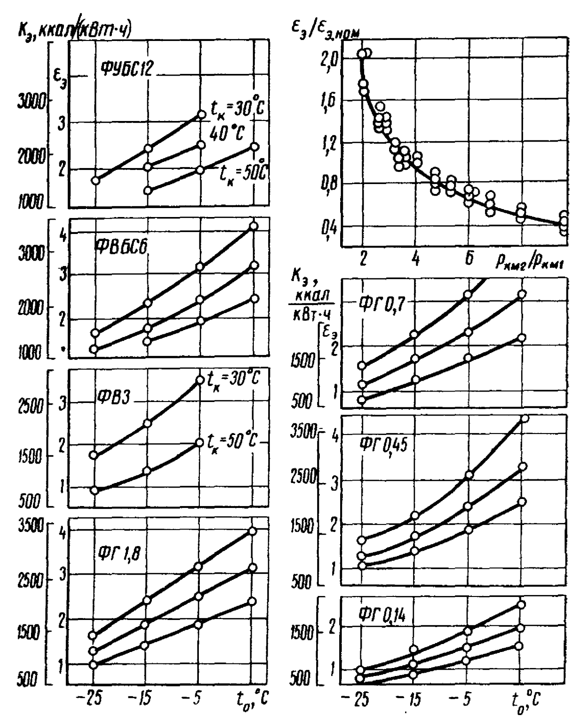


Рис. 29. Обобщенные значения энергетических коэффициентов малых холодильных компрессоров.

Таблица 6

Компрессор	Тип	Номинальная холодопроизводительность		Число цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм
		Вт	ккал/ч			
ФГ 0,14	Герметичный	160	140	1	22	12
ФГ 0,45	»	525	450	1	36	22
ФГ 0,7	»	815	700	2	36	18
ФГ 1,8	»	2090	1800	2	50	24
ФВ3	Открытый	3490	3000	2	67,5	50
ФВБС6	Бессальниковый	6980	6000	2	67,5	50
ФУБС12	»	14000	12000	4	67,5	50

На том же рисунке вверху справа, представлена зависимость (II—46). Как видно из графика, точки легли на общую кривую, несмотря на большое различие в размерах компрессоров (до 85 раз) и в их конструкциях (герметичные, бессальниковые, открытые с 1, 2 и 4 цилиндрами). Разброс точек составил в среднем 5,6% и не превысил 16%. Полученная обобщенная зависимость справедлива также и для тепловых насосов [7].

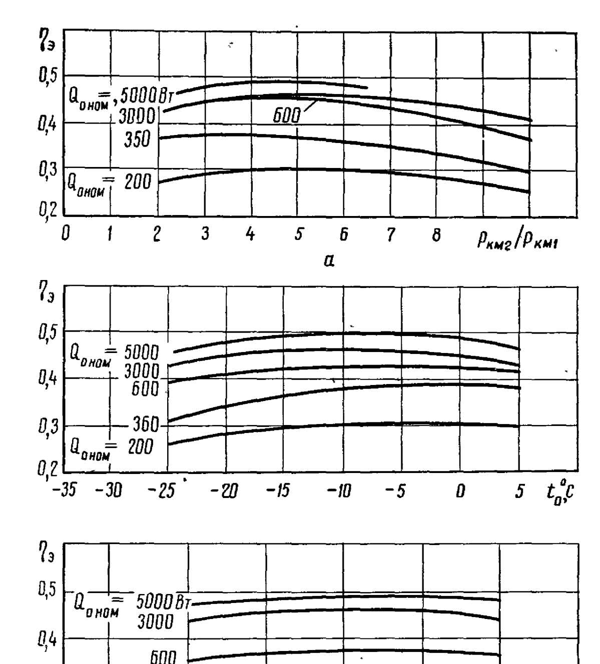


Рис. 30. Зависимость электрических к.п.д. герметичных компрессоров от отношения $p_{км2}/p_{км1}$ (*а*), температур кипения и конденсации (*б*).

На рис. 30,*а* представлены обобщенные зависимости коэффициента $\eta_э$ отечественных герметичных компрессоров от отношения давлений нагнетания и всасывания, а на рис. 30,*б* — от температур кипения и конденсации.

Зависимость энергетических коэффициентов от размеров компрессора. С ростом холодопроизводительности энергетические показатели малых холодильных машин возрастают, сначала быстро, затем медленнее (см. рис. 28,*а*). Эту зависимость можно представить в виде функции

$$\varepsilon_{ном} = c_1 Q_{0\,ном}^n, \qquad (II—47)$$

где c_1 и n — постоянные.

Для герметичных компрессоров показатель степени n в уравнении (II—47) зависит от номинальной холодопроизводительности (табл. 7).

Таблица 7

Герметичные компрессоры	Показатель степени n при холодопроизводительности, Вт		
	до 800	от 800 до 4000	от 4000 до 14000
Среднетемпературные	0,4	0,11	—
Низкотемпературные	0,26	0,11	—
Высокотемпературные	—	0,19	0,05

Для бессальниковых компрессоров холодопроизводительностью до 14 000 Вт показатель степени n = 0,07.

Чтобы определить коэффициент преобразования компрессоров тепловых насосов, необходимо знать тепловую нагрузку конденсатора в номинальном режиме $Q_{к.ном}$. Для малых машин с известным приближением можно принять

$$Q_{к.ном} \approx c_2 Q_{0\,ном}.$$

Тогда полученные зависимости можно представить в виде функции, аналогичной уравнению (II—47),

$$\mu = c_3 Q_{0\,ном}^n. \qquad (II—47а)$$

Значения n приведены выше.

Зависимость энергетических коэффициентов от номинальной температуры кипения. Сравнение холодильных коэффициентов компрессоров показывает, что в номинальных режимах работы коэффициенты среднетемпературных компрессоров примерно в 2 раза выше, чем низкотемпературных (той же производительности), и на 10—25% ниже, чем высокотемпературных (см. рис. 28,*б*). Коэффициенты преобразования различаются между собой несколько меньше: у среднетемпературных машин они выше, чем у низкотемпературных на 60—70% [186].

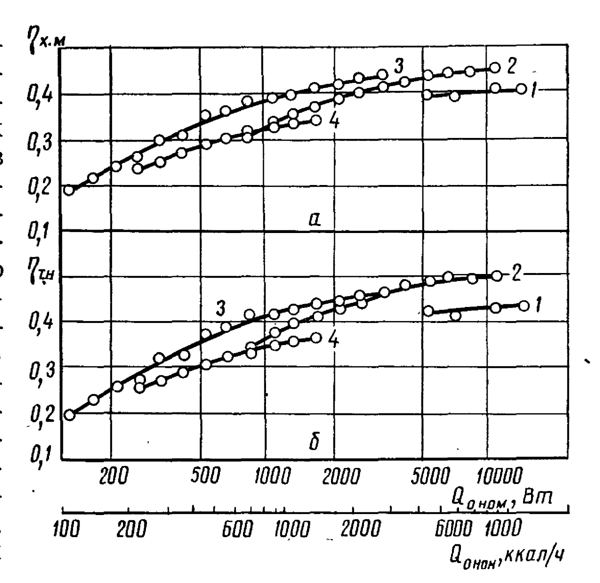


Рис. 31 Коэффициенты обратимости $\eta_{х.м}$ (*а*) и $\eta_{т.н}$ (*б*) малых холодильных машин и тепловых насосов:

1 — бессальниковых среднетемпературных; *2*, *3*, *4* — герметичных (*2* — высокотемпературные, *3* — среднетемпературные, *4* — низкотемпературные).

Значения коэффициентов обратимости $\eta_{х.м}$ малых холодильных машин и $\eta_{т.н}$ тепловых насосов с герметичными и бессальниковыми компрессорами представлены на рис. 31. Если значения холодильных коэффициентов или коэффициентов преобразования существенно различаются в зависимости от температурных границ цикла, то значения коэффициентов обратимости относительно близки между собой; разница между ними составляет 10—20%. При этом в отличие от холодильных коэффициентов и коэффициентов преобразования наиболее высоки коэффициенты обратимости у среднетемпературных машин.

Это вызвано разницей в условиях их работы в номинальном режиме. Отношение давлений конденсации и кипения в среднетемпературных машинах 4,1, высокотемпературных 2,1, а низкотемпературных 9,6 (для фреонов-12 и -22 отношения давлений при равных температурах кипения и конденсации практически одинаковы).

Максимальные значения коэффициента обратимости достигаются при режимах работы, близких к номинальному среднетемпературному режиму, так как в качестве базовых приняты наиболее массовые среднетемпературные герметичные компрессоры [48].

Повышение энергетических коэффициентов низкотемпературных и высокотемпературных компрессоров возможно при усовершенствовании их конструкций за счет снижения степени унификации. Целесообразность таких решений не очевидна — она зависит от масштабов производства компрессоров каждого типа и исполнения.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

Чтобы наметить наиболее перспективные направления улучшения компрессора, следует сопоставить потери энергии в отдельных его элементах, подобно тому, как это было сделано ранее с объемными потерями. Наиболее целессобразным может оказаться совершенствование узлов компрессора;

в которых абсолютные потери энергии самые высокие, а не узлов с более низкими к. п. д.

Распределение потерь в герметичном компрессоре ФГ 0,7 ~ 3 с первоначальной модификацией электродвигателя ДГХ-0,35, полученное автором, при нескольких режимах работы приведено в табл. 8.

Таблица 8

Мощность и энергетические потери	Распределение энергетических потерь					
	$t_0 = -25°C$; $t_К = 30°C$		$t_0 = -15°C$; $t_К = 30°C$		$t_0 = -5°C$; $t_К = 50°C$	
	Вт	%	Вт	%	Вт	%
Мощность						
потребляемая	304	100	366	100	510	100
теоретическая	141	46	184	50	261	51
Потери						
электрические	105	35	114	30	147	29
механические	28	9	28	9	28	6
в нагнетательном клапане	5	2	15	4	14	3
во всасывающем клапане	5	2	2	1	9	2
от подогрева пара и прочие	20	6	23	6	51	9

Из табл. 8 видно, что основные потери мощности в компрессоре ФГ 0,7 ~ ~ 3 — электрические. В целом электрические потери оказались больше, чем все остальные. Отсюда следует, что наиболее перспективным путем повышения энергетических характеристик данного герметичного компрессора является улучшение характеристик встроенного электродвигателя. Потери в клапанах сравнительно невелики — до 7% индикаторной мощности.

Отметим, что в аналогичном компрессоре с частотой вращения 50 $с^{-1}$ электрические потери меньше, а потери в клапанах и механические больше.

В компрессорах бытовых холодильников полезно используется в среднем около одной трети подведенной энергии, в компрессорах торгового холодильного оборудования и кондиционеров — от одной трети до половины.

СВЯЗЬ МЕЖДУ ОБЪЕМНЫМИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ ПОТЕРЯМИ

Некоторые объемные и энергетические потери обусловлены одними и теми же причинами, и соответствующие коэффициенты подогрева и плотности равны между собой.

Другие потери связаны косвенно: рост электрических или механических потерь увеличивает подогрев пара и уменьшает объемные коэффициенты, подобно этому рост объемных потерь приводит к падению производительности компрессора при сохранении механических потерь, поэтому снижаются и энергетические коэффициенты. Наконец, влияние процесса расширения из мертвого пространства на объемные и энергетические характеристики совершенно различно (энергетические потери от этого процесса пренебрежимо малы по сравнению с объемными).

Иногда энергетические коэффициенты выражают как функцию объемных [127], которые легче определить. Но аналитическую связь такого рода можно установить лишь для очень близких между собой моделей, так как взаимное влияние ряда основных энергетических и объемных потерь неоднозначно. Справедливо лишь, что в целом при повышении энергетических возрастают и объемные коэффициенты, и наоборот.

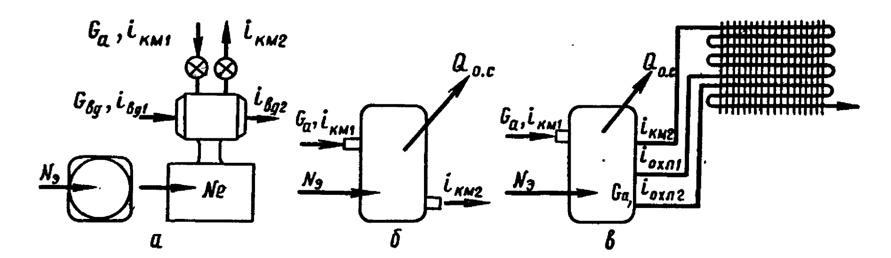


Рис. 32. Тепловой баланс компрессоров:
а — открытого с водяной рубашкой; *б* — герметичного; *в* — герметичного с охладителем.

Отметим принципиальное различие между значением объемных и энергетических характеристик для оценки компрессоров. Первые (которым по традиции уделяется больше внимания) являются чисто конструкторской характеристикой, не определяющей однозначно показателей качества. Так, если при увеличении частоты вращения вдвое коэффициент подачи снизится на треть, то в целом размеры машины станут меньше и показатели качества при прочих равных условиях лучше. Но любое уменьшение холодильного коэффициента всегда непосредственно означает снижение энергетического совершенства машины, которое может быть допущено только на основе специальных расчетов.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОМПРЕССОРА

При составлении баланса открытых компрессоров (рис. 32,*а*) учитывают повышение энтальпии холодильного агента ($i_{км2}$ — $i_{км1}$), мощность на валу компрессора N_e и теплоотдачу охлаждающей воде $Q_{вд}$ в машинах с водяной рубашкой. Теплоотдачу от холодильного компрессора окружающему воздуху обычно не рассматривают, поэтому тепловой баланс записывают в следующем виде:

$$G_а (i_{км2} - i_{км1}) = N_e - Q_{вд}. \qquad (II\text{—}48)$$

В тепловом балансе герметичных компрессоров важную роль играют следующие факторы. К компрессору подводится вся энергия, потребляемая электродвигателем, при этом электрические потери составляют от 25 до 100% мощности на валу; окружающему воздуху отдается количество тепла, сопоставимое со всей подведенной к компрессору электрической энергией; в случае работы влажным ходом существенную роль начинает играть расход тепла на испарение жидкого фреона.

В большинстве случаев компрессор всасывает сухой пар с малым содержанием масла. При этом тепловой баланс герметичного компрессора (рис. 32,*б*) можно записать в следующей форме, предложенной автором [168]:

$$G_а (i_{км2} - i_{км1}) = N_э - Q_{о.с} \qquad (II\text{—}49)$$

где $N_э$ — мощность, потребляемая электродвигателем;
$Q_{о.с}$ — тепло, отдаваемое окружающей среде (воздуху).

Или в безразмерном виде

$$\frac{G_а (i_{км2} - i_{км1})}{N_э} + \frac{Q_{о.с}}{N_э} = 1. \qquad (II\text{—}50)$$

Первый член этого уравнения показывает, какая часть подведенной энергии отдается фреону, второй — какая часть энергии отводится в окружающую среду.

Если в компрессор поступает пар с сухостью $x < 1$ (содержащий капли жидкого фреона), уравнение теплового баланса компрессора имеет вид

$$xG_a i_{км1п} + (1 - x) G_a i_{км1ж} + N_э = G_a i_{км2} + Q_{о.с}, \quad (II—51)$$

где $i_{км1п}$, $i_{км1ж}$ — энтальпия пара и жидкости у входа в компрессор.

Отсюда

$$G_a [x (i_{км2} - i_{км1п}) + (1 - x) (i_{км2} - i_{км1ж})] = N_э - Q_{о.с}. \quad (II—52)$$

Здесь первый член в квадратных скобках пропорционален количеству тепла, полученному в компрессоре паром, второй — жидкостью.

В тех случаях, когда с холодильным агентом циркулирует относительно большое количество масла, уравнение (II—52) нужно дополнить членом, характеризующим количество тепла, полученного маслом.

В некоторых конструкциях малых холодильных компрессоров со встроенными электродвигателями не удается поддерживать температуру машины в заданных пределах без дополнительного охлаждения, например с помощью специального змеевика в нижней части кожуха (см. рис. 32,*в*), по которому проходит фреон из конденсатора.

В этом случае уравнение (II—49) можно записать в виде

$$G_a (i_{км2} - i_{км1}) = N_э - (Q_{о.с} + Q_{охл}), \quad (II—53)$$

где $Q_{охл} = G_a (i_{охл\,2} - i_{охл\,1})$ — тепло, отводимое в охладителе.

ТЕПЛООБМЕН КОМПРЕССОРА С ОКРУЖАЮЩИМ ВОЗДУХОМ

В малых холодильных компрессорах теплоотдача к окружающему воздуху имеет не меньшее, а иногда и большее значение, чем теплоотдача к охлаждающей воде в компрессорах средней и крупной производительности [172]. Это вызвано несколькими причинами.

1. Отношение площади поверхности цилиндров $F_ц$, через которую передается тепло, к количеству циркулирующего холодильного агента в малых компрессорах гораздо больше, чем в средних и больших.

В качестве примера ниже приведено отношение $F_ц$ к номинальной холодопроизводительности $Q_{0\,ном}$ нескольких двухцилиндровых компрессоров, имеющих синхронную частоту вращения 25 с$^{-1}$.

$Q_{0ном}$, кВт	0,16	0,8	7	23
$\dfrac{F_ц}{Q_{0ном}}$, см²/кВт . . .	85	50	30	15

2. Температура кожуха герметичного компрессора близка к температуре цилиндров. Но площадь поверхности кожуха в 5—10 раз больше площади поверхности цилиндров, что усиливает влияние теплоотдачи окружающему воздуху на характеристики компрессора.

3. Малые холодильные компрессоры широко используются в агрегатах с воздушным конденсатором и принудительным движением воздуха. В этом случае также увеличивается теплоотдача от компрессора в окружающую среду.

Влияние теплообмена компрессора с окружающей средой можно оценить с помощью следующих показателей: температура деталей компрессора, встроенного электродвигателя и холодильного агента; рабочие коэффициенты компрессора; количество тепла, отдаваемого в окружающую среду 1 кг циркулирующего холодильного агента; отношение количества энергии;

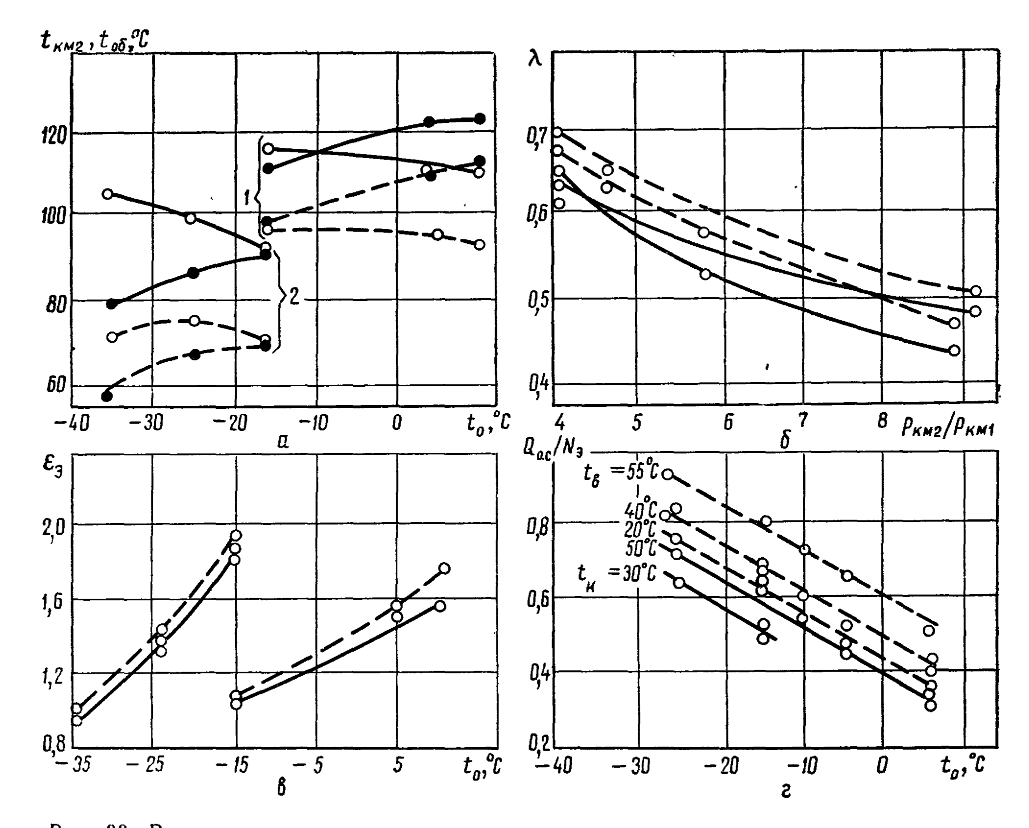


Рис. 33. Влияние интенсивности движения воздуха у кожуха на характеристики герметичных компрессоров:

а — температуры нагнетания (●) и обмотки (○): *1* — фреон-12, $t_к = 65°C$; *2* — фреон-22, $t_к = 30°C$; *б* — коэффициент подачи; *в* — холодильный коэффициент; *г* — отношение $Q_{о.с}/N_э$ (——— свободное движение воздуха, — — — принудительное).

отдаваемой окружающей среде ко всей энергии, подведенной к компрессору; отношение количества тепла, отведенного от компрессора, к тепловой нагрузке конденсатора.

Температура деталей компрессора, встроенного электродвигателя и холодильного агента. Эти температуры не должны достигать значений, при которых возможно разложение холодильного агента и смазочного масла, а также повреждение трущихся деталей и электрической изоляции обмотки встроенного двигателя.

Сравним температуры герметичных компрессоров со свободным и принудительным движением воздуха у кожуха. Как показали наши опыты, принудительное движение воздуха увеличивает коэффициент теплоотдачи от кожуха от 8—10 до 20—25 Вт/(м²·К), т. е. в 2—3 раза.

Влияние свободного и принудительного движения воздуха у кожуха на температуры обмотки $t_{об}$ и нагнетания $t_{км2}$ герметичного компрессора ФГ 0,7~3 показано на рис. 33,*а* (площадь поверхности кожуха 0,32 м²). Как видно из графиков, в случае принудительного движения воздуха температурный уровень компрессора снижается на 10—30° С. В компрессорах средней производительности с водяным охлаждением температура нагнетания снижается примерно в тех же пределах [126, 131].

Рабочие коэффициенты компрессора. При повышении интенсивности охлаждения компрессора и соответствующем понижении его температуры

уменьшается нагрев всасываемого пара в компрессоре. Вследствие этого возрастают энергетические и объемные коэффициенты подогрева

$$\lambda_w = \frac{T_{\text{км1}}}{aT_{\text{к}} + b\Theta}. \qquad (II—54)$$

В случае принудительного движения воздуха коэффициент b снижается. Значения коэффициента подачи и холодильного коэффициента компрессора ФГ 0,7~3 при свободном и принудительном движении воздуха показаны на рис. 33,*б*, *в*. Из графиков видно, что в случае принудительного движения коэффициенты на 5—10% больше. Такие же результаты дали опыты с другими герметичными компрессорами [17, 57, 69, 172].

Количество тепла, отдаваемого из компрессора в окружающую среду 1 кг циркулирующего холодильного агента. Эту величину можно определить по уравнению

$$q_{\text{о.с}} = \frac{Q_{\text{о.с}}}{G_{\text{а}}}. \qquad (II—55)$$

В малых герметичных фреоновых компрессорах ФГ 0,45 ~ 3 и ФГ 0,7~ ~3 с принудительным движением воздуха у кожуха $q_{\text{о. с}}$ составляет при работе на фреоне-12 от 15 до 80 кДж/кг (при изменении t_0 от —5 до —25° С), а при работе на фреоне-22 возрастает до 120—160 кДж/кг. Отвод тепла от 1 кг фреона к воздуху в малых машинах оказался значительно больше, чем в компрессорах средней производительности — к воде [90, 131].

Отношение количества энергии, отдаваемой окружающей среде, ко всей энергии, подведенной к компрессору. В открытом компрессоре это отношение равно $Q_{\text{о. с}}/N_e$. В герметичном или бессальниковом компрессорах, как следует из уравнения (II—50), в окружающую среду отводится часть энергии, равная $Q_{\text{о. с}}/N_{\text{э}}$.

В малых герметичных компрессорах, обдуваемых воздухом, эта величина значительно выше, чем в открытых аммиачных средней производительности, охлаждаемых водой, где $Q_{\text{о. с}}/N_e$ составляет 0,07—0,15 [131]. Отношение $Q_{\text{о. с}}/N_{\text{э}}$ для компрессора ФГ 0,45 ~ 3 при свободном движении воздуха у кожуха и при работе в агрегате ВС 0,45 ~ 3 представлено на рис. 33,*г*. С понижением температуры кипения доля энергии, отводимой в окружающую среду, увеличивается, поскольку количество циркулирующего холодильного агента уменьшается значительно быстрей, чем потребляемая мощность. Как видно из рис. 33,*г* в компрессоре ФГ 0,45 ~ 3 при принудительном движении воздуха и изменении температуры кипения от +5 до —25°С эта величина возрастает от 0,4—0,6 до 0,8—0,92, а в случае свободного движения воздуха составляет от 0,2—0,3 до 0,5—0,7. При работе на фреоне-22 отношение $Q_{\text{о. с.}}/N_e$ оказалось таким же, как на фреоне-12.

При наиболее интенсивной теплоотдаче (например, при работе в тепловом насосе с большой разностью температур кожуха и воздуха) энтальпия фреона после сжатия в компрессоре может не повыситься, а понизиться. Такой парадоксальный результат был нами получен при работе компрессора ФГ 0,7~3 в следующих условиях: t_0 = — 25°С; $t_{\text{к}}$ = 65°С; $t_{\text{в}}$ = 20°С; $t_{\text{км1}}$ = 44°С и включенном вентиляторе. При этом температура нагнетания оказалась равной 65° С. Энтальпия фреона после сжатия его в компрессоре понизилась на 5 кДж/кг.

Отношение количества тепла, отведенного от компрессора, к тепловой нагрузке конденсатора. Теплоотдача в окружающую среду $Q_{\text{о.с}}$ значительно уменьшает нагрузку конденсатора $Q_{\text{к}}$, особенно в компрессорах меньшей величины. Так, в компрессоре ФГ 0,45~3, по нашим опытам, $Q_{\text{о. с.}}/Q_{\text{к}}$ =

$= 0{,}2 \div 0{,}6$ (при повышении t_0 отношение уменьшается). Несмотря на тепло, выделенное во встроенном электродвигателе, тепловая нагрузка конденсатора при $t_к = 30°C$ практически не отличается от нагрузки испарителя, т. е. $Q_к/Q_0 = 1$. В этой машине тепло, эквивалентное работе сжатия, электрическим и механическим потерям, отводится от кожуха компрессора и нагнетательного трубопровода. При $t_к = 40°C$ это отношение составляет от 1,0 до 1,1.

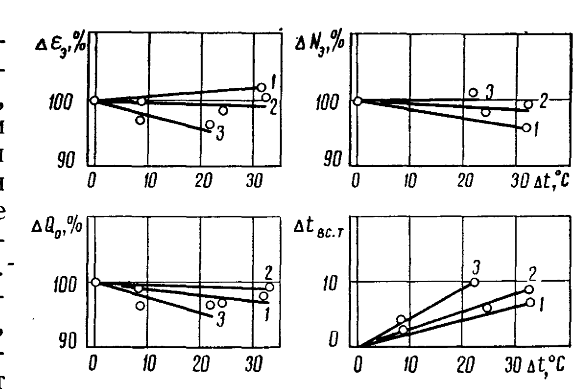


Рис. 34. Влияние температуры окружающего воздуха на характеристики герметичного компрессора:
1 — $t_0 = -15°C$, $t_к = 65°C$; 2 — $t_0 = 5°C$, $t_к = 50°C$; 3 — $t_0 = -15°C$, $t_к = 50°C$.

Теплообмен холодильных компрессоров с окружающим воздухом зависит не только от скорости воздуха, омывающего компрессор, но и от его температуры. В результате опытов с компрессором ФГ 0,7~3 было установлено, что с ростом температуры окружающего воздуха (с 20 до 55°C) при постоянных температурах кипения и конденсации холодопроизводительность и холодильный коэффициент падают. Это объясняется повышением температур фреона, масла и деталей компрессора в пределах от 0,2 до 0,4°C на 1°C изменения температуры воздуха.

Относительное изменение основных характеристик компрессора ΔQ_0, $\Delta\varepsilon_э$, $\Delta N_э$ и повышение температуры пара перед всасывающей трубкой $\Delta t_{вс.т}$ в зависимости от приращения температуры Δt окружающего воздуха по сравнению с начальной (равной 20° C) представлено на рис. 34. Принято, что при $t_в = 20°C$, $\Delta t = 0$ и $\Delta t_{вс.т} = 0$, а ΔQ_0, $\Delta\varepsilon_э$, $\Delta N_э$ составляют 100%. Повышение температуры окружающего воздуха на 25—30°C вызывает рост температур фреона перед всасывающей трубкой $t_{вс.т}$ на 5—10°C. Если определить изменение коэффициента подогрева по уравнению (II—54), то уменьшение коэффициента подачи составит 1,5—3%. Это соответствует полученным опытным данным. С повышением температуры воздуха возрастает температура смазочного масла и падают механические потери, поэтому снижается потребляемая мощность. Холодильный коэффициент несколько падает или остается постоянным.

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕГРЕВА ВСАСЫВАЕМОГО ПАРА НА РАБОТУ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Положительное влияние перегрева на характеристики компрессоров, работающих на фреоне-12, было обнаружено вскоре после начала их производства.

В ряде опытов, проведенных в последующие годы [107, 159], были получены разноречивые результаты. Холодопроизводительность и холодильный коэффициент возрастали в широких пределах — от 0,2 до 1,2% на 1°C перегрева. Объяснение этого было получено после того, как автором была измерена сухость всасываемого пара [169]. Оказалось, что на разных режимах работы и, в особенности на разных стендах, при одном и том же перегреве

наблюдалась совершенно различная сухость пара. Так, при перегреве на 40°С пар, как правило, капель фреона не содержал, но в отдельных опытах нес в себе до 30% жидкости.

При сухом ходе малого холодильного компрессора увеличение перегрева всасываемого пара вызывает рост коэффициентов подогрева, так как повышение температуры пара перед компрессором приводит к уменьшению его нагрева во всасывающем канале и в цилиндре (см. рис. 16).

Рассмотрим, как изменяются показатели работы действительной холодильной машины под влиянием перегрева всасываемого пара, при постоянных давлениях всасывания и нагнетания.

Обозначим через λ_θ, $G_{a\theta}$, $Q_{0\theta}$ и т. д. величины , относящиеся к условиям работы компрессора при перегреве,

$$T_{\text{км}1} - T_0 = \theta.$$

Соответственно обозначим через $(\lambda)_0$, $(G_a)_0$, $(Q_0)_0$ и т. д. расчетные значения тех же величин при $\theta = 0$. В действительности, как отмечалось выше, при $\theta = 0$ в компрессор уносится жидкость, поэтому зависимость $\lambda = f_1(\theta)$, $G_a = f_2(\theta)$ и т. д. изменяют свой характер, но область влажного хода здесь не рассматривается. Полученные уравнения справедливы для машин с нормально функционирующими регуляторами заполнения испарителя (ТРВ, ПР и др.), не требующих охлаждения компрессора жидким фреоном.

При этих условиях коэффициент подачи изменяется только под влиянием изменения температуры всасываемого пара, как следует из уравнений (II—12) и (II—21). Поэтому

$$\lambda_\theta = (\lambda)_0 \left(1 + \frac{\theta}{T_0}\right) \frac{1}{1 + \dfrac{\theta}{\dfrac{a}{b} T_\text{к}}}. \qquad \text{(II—56)}$$

и

$$\lambda_\theta = (\lambda)_0 (1 + \alpha_1 \theta). \qquad \text{(II—57)}$$

Для герметичных компрессоров

$$\alpha_1 \approx (0{,}25 \div 0{,}35)\, 10^{-2} K^{-1}.$$

Следовательно, коэффициент подачи увеличивается пропорционально росту перегрева всасываемого пара.

Массовая производительность компрессора

$$G_a = \frac{V_\text{п} \lambda}{v_{\text{км}1}}, \qquad \text{(II—58)}$$

где $V_\text{п}$ — объем, описанный поршнями компрессора;
$v_{\text{км}1}$ — удельный объем всасываемого пара перед компрессором.

В случае действительного компрессора, всасывающего перегретый пар,

$$(G_a)_\theta = (G_a)_0 \frac{\lambda_\theta}{\lambda_0} \cdot \frac{(v_{\text{км}1})_0}{(v_{\text{км}1})_\theta}. \qquad \text{(II—59)}$$

Но

$$\frac{(v_{\text{км}1})_0}{(v_{\text{км}1})_\theta} \approx \frac{1}{1 + \dfrac{\theta}{T_0}}. \qquad \text{(II—60)}$$

Из уравнений (II—56), (II—58) и (II—59) получим

$$(G_a)_\Theta = (G_a)_0 \frac{1}{1+\frac{\Theta}{\frac{a}{b}T_к}}. \qquad (II—61)$$

В связи с ростом коэффициента подачи массовая производительность действительной машины при повышении перегрева убывает медленней, чем теоретической.

Холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = G_a q_0. \qquad (II—62)$$

В случае полезного использования перегрева (в регенеративном теплообменнике)

$$(Q_0)_\Theta = (Q_0)_0 \frac{(G_a)_\Theta}{(G_a)_c} \cdot \frac{(q_0)_\Theta}{(q_0)_0}. \qquad (II—63)$$

С учетом уравнений (I—63) и (II—61)

$$(Q_0)_\Theta = (Q_0)_0 \frac{1+\frac{\Theta}{T_0}\bar{q}_0}{1+\frac{\Theta}{\frac{a}{b}T_к}}. \qquad (II—64)$$

Следовательно, возрастание холодопроизводительности действительной машины, всасывающей перегретый пар, больше, чем теоретической.

Если в уравнении (II—64)

$$\frac{\Theta}{\frac{a}{b}T_к} \ll 1,$$

то

$$(Q_0)_\Theta = (Q_0)_0 \left[1+\Theta\left(\frac{\bar{q}_0}{T_0} - \frac{1}{\frac{a}{b}T_к}\right)\right]. \qquad (II—65)$$

В случае, если перегрев не дает полезного холодильного эффекта (например, во встроенном электродвигателе),

$$(Q_0)_\Theta = \frac{(Q_0)_0}{1+\frac{\Theta}{\frac{a}{b}T_к}}. \qquad (II—66)$$

При постоянных температурах кипения и конденсации уравнение (II—65) можно с достаточной точностью представить в виде

$$(Q_0)_\Theta = (Q_0)_0 (1+\alpha_2\Theta), \qquad (II—67)$$

где α_2 — постоянная.

Для учета влияния полезного перегрева в герметичных малых холодильных машинах, работающих на фреоне-12, можно принимать $\alpha_2 \approx 0,4 \cdot 10^{-2} K^{-1}$, на фреоне-22 $\alpha_2 \approx 0,3 \cdot 10^{-2} K^{-1}$, на фреоне-502 $\alpha_2 \approx 0,5 \cdot 10^{-2} K^{-1}$.

Адиабатическая мощность при всасывании перегретого пара

$$(N)_\Theta = (N)_0 \frac{(G_a)_\Theta}{(G_a)_0} \cdot \frac{(l)_\Theta}{(l)_0}. \qquad (II-68)$$

Изменение работы сжатия (при равных давлениях всасывания и нагнетания) пропорционально удельному объему пара в цилиндре в начале сжатия

$$\frac{(l)_\Theta}{(l_0)} = \frac{(v_ц)_\Theta}{(v_ц)_0} = \frac{aT_к + b\Theta}{aT_к}. \qquad (II-69)$$

Откуда

$$\frac{(l)_\Theta}{(l)_0} = 1 + \frac{\Theta}{\frac{a}{b} T_к}. \qquad (II-70)$$

Подставляя значения величин из уравнений (II—61) и (II—70) в уравнение (II—68), получим важный результат:

$$(N)_\Theta = (N)_0. \qquad (II-71)$$

Следовательно, адиабатическая мощность не зависит от перегрева всасываемого пара. Но поскольку механические потери с ростом перегрева обычно несколько снижаются, потребляемая мощность незначительно уменьшается.

Холодильный коэффициент, как следует из уравнений (II—64) и (II—71):

$$(\varepsilon_э)_\Theta = (\varepsilon_э)_0 \frac{1 + \frac{\Theta}{T} \bar{q}_0}{1 + \frac{\Theta}{\frac{a}{b} T_к}}. \qquad (II-72)$$

В случае, если перегрев не дает полезного холодильного эффекта,

$$(\varepsilon_э)_\Theta = \frac{(\varepsilon_э)_0}{1 + \frac{\Theta}{\frac{a}{b} T_к}}. \qquad (II-73)$$

При постоянных температурах кипения и конденсации уравнение (II—72), подобно предыдущим, можно представить в виде

$$(\varepsilon_э)_\Theta = (\varepsilon_э)_0 (1 + \alpha_2 \Theta), \qquad (II-74)$$

где α_2 — постоянная — та же, что и в уравнении (II—67).

Из изложенного следует, что в действительной малой холодильной машине регенеративный теплообмен повышает холодопроизводительность и энергетические коэффициенты компрессора значительно больше, чем в теоретической.

Возможный перегрев в регенеративном теплообменнике определяется температурой жидкого холодильного агента у входа в теплообменник. Поэтому в машине с воздушным конденсатором, где температура конденсации выше, эффект регенерации увеличивается.

С другой стороны, с ростом перегрева всасываемого пара повышается температурный уровень компрессора, что в ряде случаев понижает его надеж-

ность и долговечность. Это ограничивает возможности применения регенеративного теплообменника в более нагруженных, особенно низкотемпературных герметичных машинах. Следует учитывать также падение давления пара в теплообменнике.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ОБОБЩЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Тепловой расчет. Тепловой расчет холодильных компрессоров производят в соответствии с изложенными выше основами.

Обобщенные значения коэффициентов подачи компрессоров при всасывании пара с сухостью, равной единице, представлены на рис. 23. При всасывании пара с температурой $t_{км1}$, отличающейся от $t_{км1\,ном}$, коэффициент подачи изменяется:

$$\lambda = \lambda_{ном} \frac{aT_к + b\,(t_{км1\,ном} - t_0)}{aT_к + b\,(t_{км1} - t_0)}. \qquad (II—75)$$

В случае компрессоров, охлаждаемых жидким фреоном, при сухости пара $x < 1$

$$\lambda' = x\lambda_{ном}. \qquad (II—76)$$

Основной энергетический показатель малых холодильных компрессоров — электрический холодильный коэффициент $\varepsilon_э$. Значение этого коэффициента в номинальном режиме зависит от номинальной холодопроизводительности компрессора (см. рис. 28). Электрические показатели экранированных компрессоров примерно на 10%, а открытых — на 15 — 20% ниже, чем герметичных.

Энергетические характеристики компрессора при условиях, отличных от номинальных, можно определить по обобщенной зависимости (см. рис. 29).

В случае всасывания пара с температурой $t_{км1}$, отличающейся от $t_{км1\,ном}$ и при влажном ходе компрессора, холодильный коэффициент изменяется в том же отношении, что и коэффициент подачи — см. уравнения (II—75) и (II—76).

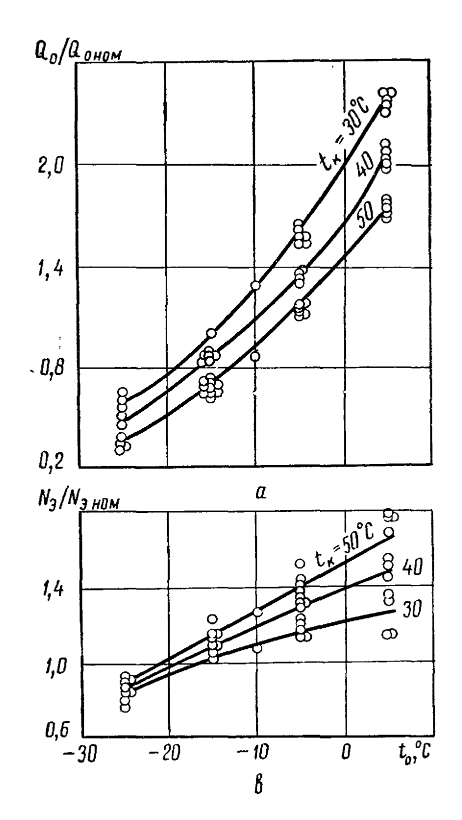
По заданной холодопроизводительности $Q_{0\,ном}$ находят необходимый объем $V_п$, описанный поршнями компрессора:

$$V_п = \frac{Q_{0\,ном}}{\lambda q_{v\,ном}}, \qquad (II—77)$$

где $q_{v_{ном}}$ — объемная холодопроизводительность при номинальном режиме (определяется по тепловой диаграмме).

Зная объем $V_п$ и частоту вращения, рассчитывают основные геометрические размеры компрессора. При проверке размеров компрессора на режимах, отличных от номинального, следует учесть изменение частоты вращения в зависимости от нагрузки электродвигателя, используя обобщенную зависимость (см. рис. 27).

Обобщенные характеристики. Холодопроизводительность и потребляемая мощность компрессора зависят от условий его работы, например при повышении напряжения в электрической сети возрастет потребляемая мощность. Но поскольку испытания компрессора проводятся при номинальных значениях всех величин, кроме давлений всасывания и нагнетания, влияние случайных факторов устраняется. Поэтому для каждого компрессора отношение холодопроизводительностей при заданном и номинальном режимах зависит только от давлений $p_{км1}$ и $p_{км2}$ или от соответствующих им температур кипения и конденсации. При постоянном $p_{км2}$ массовая производитель-



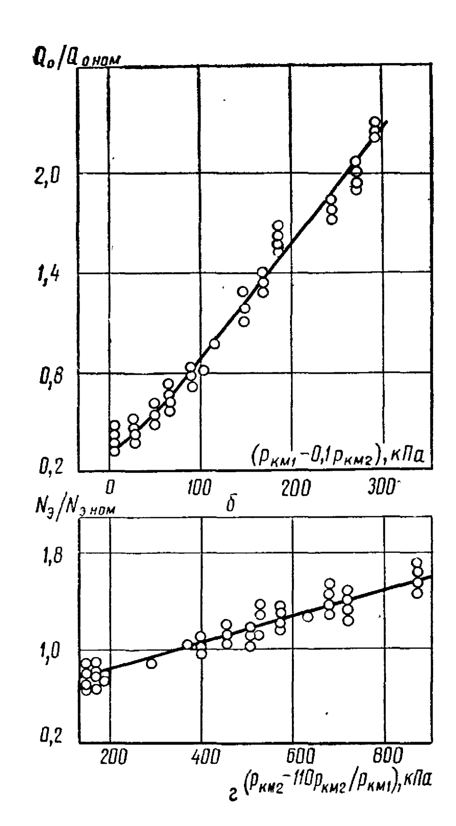


Рис. 35. Обобщенные характеристики малых холодильных компрессоров:
а, б — относительная холодопроизводительность, *в, г* — относительная мощность

ность компрессора $G_а$ (и соответственно его холодопроизводительность) прямо пропорциональна давлению всасывания $p_{км1}$.

В каталогах приводят найденные опытным путем зависимости Q_0, $N_э$ и $\varepsilon_э$ (или $K_э$) от температур кипения t_0 и конденсации $t_к$ для отдельных компрессоров.

Введя безразмерную величину $\frac{Q_0}{Q_{0\,ном}}$, получим характеристики компрессора в обобщенном виде [181].

На рис. 35,*а* показана зависимость

$$\frac{Q_0}{Q_{0\,ном}}=f\,(t_0,t_к) \qquad \text{(II—78)}$$

для компрессоров номинальной холодопроизводительностью от 160 до 14 000 Вт с мертвым объемом 4—5% (отклонения опытных величин от обобщенных значений составили в среднем 4% и не более 12%). При повышении температуры кипения на 1°С холодопроизводительность увеличивается на 3—4%, при понижении температуры конденсации на 1°С — на 0,5—1,5%. Повышение полезного перегрева на 1°С вызывает увеличение холодопроизводительности на 0,2—0,3%.

Еще более общие зависимости можно получить, если выразить основные технические характеристики компрессора непосредственно в виде функции давлений нагнетания и всасывания (рис. 35,*б*). Но в этом случае разброс точек несколько возрастает, особенно в области низких температур.

Подобным образом можно получить обобщенные характеристики и для потребляемой мощности.

На рис. 35,*в* представлена зависимость

$$\frac{N_э}{N_{э.ном}} = f(t_0, t_к). \qquad (II-79)$$

Повышение температуры кипения или температуры конденсации на 1°С приводит к увеличению потребляемой мощности малых холодильных компрессоров соответственно на 1—1,5%, и на 0,8—1,2%. Изменение перегрева всасываемого пара на мощность практически не влияет.

Эту же безразмерную величину можно представить, как и $\frac{Q_0}{Q_{0\,ном}}$, непосредственно в виде функции давлений нагнетания и всасывания (рис. 35,*г*).

Таким образом, для малых холодильных компрессоров могут быть построены обобщенные характеристики, устанавливающие связь между безразмерными величинами

$$\frac{Q_0}{Q_{0\,ном}}, \quad \frac{N_э}{N_{э.ном}}, \quad \frac{\varepsilon_э}{\varepsilon_{э.ном}} \text{ и } t_к, \ t_0$$

$$\text{или } p_{км2}, \ p_{км1}.$$

Подобно этому можно получить обобщенные характеристики других величин в виде отношения рассматриваемой величины к ее значению при номинальном режиме (см. главы IV и V).

Для приближенного построения полной технической характеристики малого компрессора достаточно знать обобщенные безразмерные характеристики и показатели работы данного компрессора в номинальном режиме.

Глава III. МАЛЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ

Конструктивные формы малых холодильных компрессоров зависят в первую очередь от технологии и масштаба их производства.

По принципу действия компрессоры малых холодильных машин разделяют на поршневые (с возвратно-поступательным движением поршня), ротационные и винтовые (с вращательным движением роторов). Изготовляют поршневые компрессоры с вращательным и колебательным приводом; в последних вместо асинхронного электродвигателя и кривошипно-шатунного механизма применяют электромагнит, взаимодействующий с постоянным магнитом.

Поршневые компрессоры подразделяют на непрямоточные, у которых всасывающий и нагнетательный клапаны расположены в крышке цилиндра, и прямоточные, всасывающий клапан которых установлен в дне поршня. Преимущество прямоточных компрессоров — возможность увеличить сечение клапанов, недостаток — более тяжелый и сложный поршень, менее доступный всасывающий клапан. Современные малые компрессоры, за исключением компрессоров с колебательным приводом, непрямоточные.

Ротационные компрессоры подразделяются на компрессоры с катящимся ротором, расположенным эксцентрично относительно цилиндра, по поверхности которого он перемещается с небольшим зазором, и пластинчатые, в роторе которых радиально перемещаются разделительные пластины.

В винтовых компрессорах пар сжимается двумя роторами — винтами, на одном из которых нарезаны выпуклые, а на другом вогнутые зубья. Ротационные и винтовые компрессоры по сравнению с поршневыми лучше уравновешены, но сложнее в изготовлении.

По типу электродвигателя различают компрессоры: герметичные (со встроенным двигателем в неразъемном кожухе), бессальниковые (с двигателем в разъемном кожухе со съемными крышками цилиндров) и открытые или сальниковые — с отдельным электродвигателем, соединенным с компрессором муфтой или клиноременной передачей. Промежуточное положение занимает экранированный компрессор: между ротором и статором его электродвигателя установлен тонкий герметичный экран из нержавеющей стали; ротор смывается фреоном, а статор — наружным воздухом. Компрессоры со встроенным элетродвигателем сложней в изготовлении, чем открытые, но компактней, легче, надежней. Бессальниковый и экранированный компрессоры дороже, чем герметичные, но более ремонтопригодны.

По пусковому (начальному) вращающему моменту встроенного электродвигателя малые компрессоры делятся на компрессоры с повышенным пусковым моментом (для холодильных машин с терморегулирующим вентилем) и с пониженным (для машин с капиллярной трубкой); по числу фаз — на однофазные и трехфазные; по частоте тока — для сетей с частотой 50, 60 и 400 Гц; по частоте вращения — на обычные и высокооборотные ($n > 30$ с$^{-1}$).

По типу механизма движения различают поршневые компрессоры с коленчатым валом и разъемным шатуном, с эксцентриковым валом и неразъемным шатуном, с кривошипно-кулисным механизмом и аксиальные (с косой шайбой).

По схеме расположения цилиндров бессальниковые и открытые компрессоры могут быть вертикальные (с вертикальной осью цилиндров) и угловые (U-образные). В герметичных компрессорах оси цилиндров обычно горизонтальные, расположение — угловое, рядное и оппозитное или крестообразное (в компрессорах с четырьмя цилиндрами) с осями под прямым углом. В герметичных компрессорах преобладают горизонтальные цилиндры.

По холодильному агенту различают фреоновые, аммиачные, хлорметиловые и сернистоангидридные компрессоры. В настоящее время изготовляются только фреоновые малые машины, остальные продолжают эксплуатироваться в небольших количествах.

По условиям применения различают компрессоры общего назначения, предназначенные для эксплуатации в обычных условиях, и специальные для объектов с ссобыми требованиями (например, транспортные, для тропического климата и др.).

По диапазону температур кипения компрессоры подразделяются на низко-, средне- и высокотемпературные.

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФОРМ КОМПРЕССОРОВ

Развитие конструктивных форм малых компрессоров характеризуется быстрым повышением их технического уровня [126, 129, 130, 175, 213].

Первые малые холодильные машины имели герметичный компрессор, движущиеся части которого были заключены в неразъемный кожух. Вместо

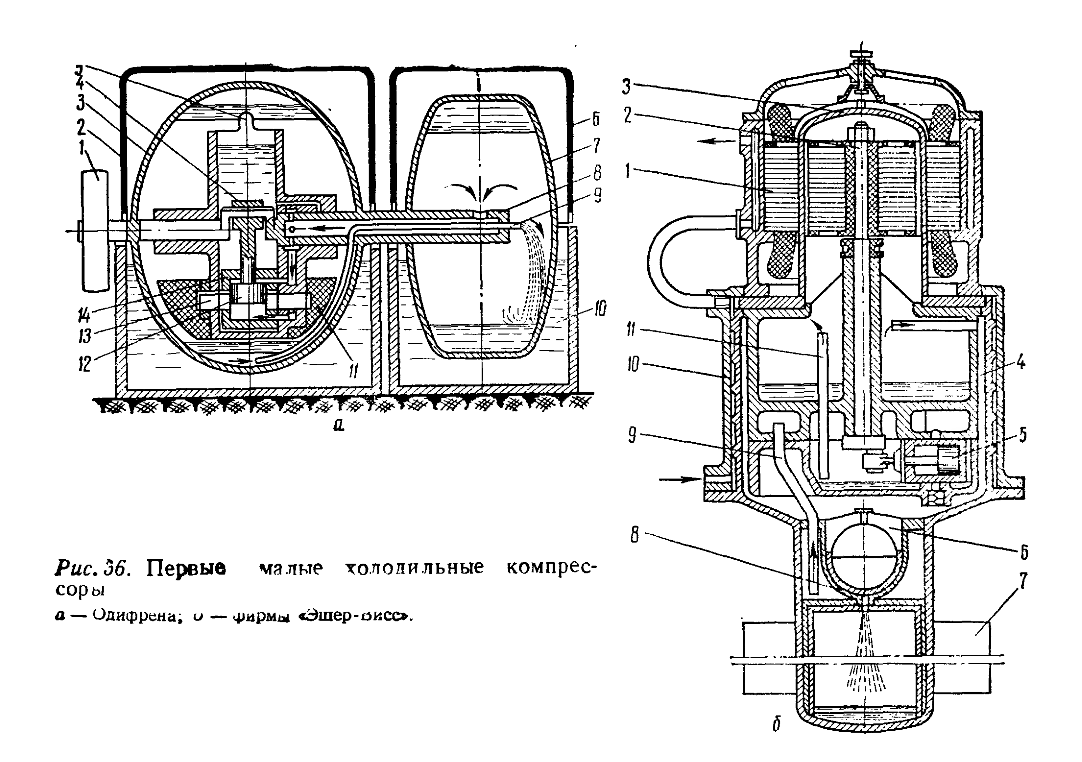


Рис. 36. Первые малые холодильные компрессоры
а — Одифрена; *б* — фирмы «Эшер-Висс».

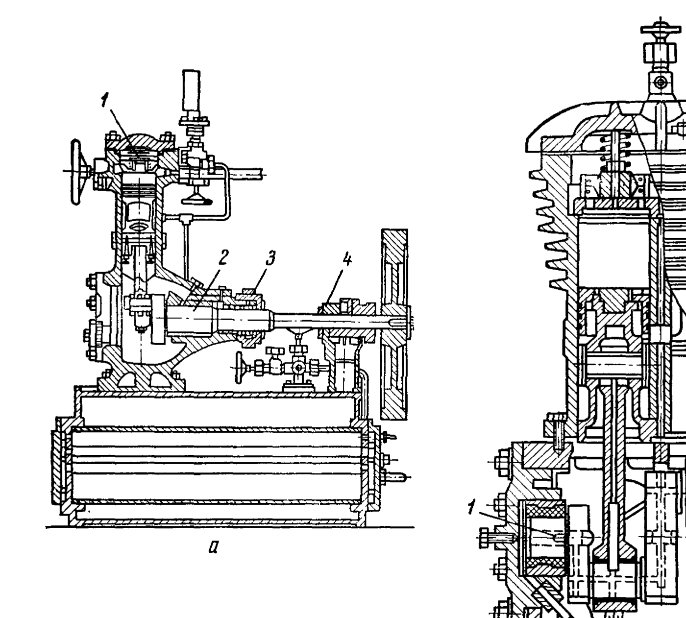
ручного регулирующего вентиля использовалось дроссельное устройство постоянного сечения — капиллярная трубка или калиброванный насадок. Машина (рис. 36,*а*), изобретенная в конце прошлого века французским монахом Одифреном, состоит из двух медных сосудов, имеющих форму сплюснутого шара, укрепленных на общем валу *8* со шкивом *1*. Сосуд *3* вращается в баке *2* с холодной водой, сосуд *7* — в баке *6* с охлаждаемой жидкостью *10*.

Компрессор нагнетает в сосуд *3* холодильный агент (сернистый ангидрид), который конденсируется на внутренней поверхности шара. Жидкость по капиллярной трубке *9* проходит внутри вала *8* в сосуд *7*. Здесь она кипит, пар по кольцевому каналу в валу поступает в компрессор. К корпусу компрессора, подвешенному на валу, прикреплен груз *11*, поэтому корпус всегда направлен книзу. Вал *8* приводит в движение шатун *4* с поршнем *12*, а цилиндр *14* (двойного действия) совершает колебательные движения на осях *13*.

В компрессоре вместо клапанов применен золотник: цилиндр *14*, качаясь, попеременно открывает отверстия, соединенные со всасывающей и нагнетательной полостями. Сернистый ангидрид не растворяется в масле; плотность его больше, поэтому центробежной силой он отбрасывается к периферии сосуда. Масло расположено ближе к центру; оно подается языком *5* к механизму движения.

Эти оригинальные машины холодопроизводительностью от 600 до 12 000 Вт изготовлялись в течение нескольких десятилетий во Франции и США.

Совершенно иной тип малого холодильного компрессора (рис. 36,*б*) был разработан вслед за этим в Швейцарии фирмой «Эшер-Висс». Это экранированный компрессор: электродвигатель *1* и собственно компрессор *5* имеют общий вертикальный вал *2*, между ротором и статором расположен газонепроницаемый тонкостенный экран *3*. Но и здесь, как в машине Одиф-



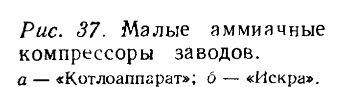


Рис. 37. Малые аммиачные компрессоры заводов.
а — «Котлоаппарат»; *б* — «Искра».

рена, использован качающийся цилиндр, который открывает всасывающий канал. Нагнетательный клапан самодействующий.

Холодильным агентом служит хлористый метил. Сжатый пар поступает через трубку *11* и маслоотделитель (откуда масло возвращается к механизму движения) в своеобразный кольцевой конденсатор, по внутреннему каналу *4* которого движется холодильный агент, а по наружному *10* — вода. Из ресивера *6* жидкость через калиброванное сопло или поплавковый вентиль *8* поступает в цилиндрический испаритель *7* с продольными ребрами. Пар возвращается в компрессор по трубке *9*.

Машины этого типа изготовлялись холодопроизводительностью от 150 до 600 Вт. Синхронная частота вращения вала 16,7 и 20 $с^{-1}$.

Стоимость таких компрессоров была высока, ремонт затруднен и выпуск ограничен.

Производство малых компрессоров и агрегатов резко возросло после появления открытых компрессоров с сильфонным сальником, значительно более простых в изготовлении и ремонте. Дополнительные предпосылки для массового производства полностью автоматизированных малых холодильных машин создало появление безопасного холодильного агента — фреона-12. Разработка более совершенной технологии изготовления позволила перейти к массовому производству герметичных компрессоров со встроенным двигателем, имеющим синхронную частоту вращения 25 $с^{-1}$, а потом и 50 $с^{-1}$ (1500 и 3000 об/мин). Стоимость этих компрессоров ниже, а надежность больше, чем открытых.

В последнее время произошло возрождение открытых компрессоров на новой основе: в связи с развитием производства автомобильных кондиционеров наблюдается быстрый рост производства таких компрессоров с приводом от автомобильного двигателя.

Во всех случаях преобладание того или иного типа компрессора определяется в первую очередь технологией и стоимостью изготовления и эксплуатации.

В Советском Союзе первые малые холодильные компрессоры были изготовлены в 1930 г. [5]. Это были одноцилиндровые аммиачные вертикальные прямоточные компрессоры типа NV (рис. 37,*а*) холодопроизводительностью от 3500 до 8000 Вт (3000—7000 ккал/ч), тихоходные, с частотой вращения 5—6,7 $с^{-1}$ (300—400 об/мин), со шпиндельными клапанами *1*, трехопорным валом *2* с выносным подшипником *4* и сальником *3* с мягкой набивкой. Диаметр цилиндра и ход поршня компрессора 95 мм. Габаритные размеры и масса этих компрессоров были очень велики. Они не допускали автоматизации, так как их сальники требовали ручного обслуживания при пусках и остановках.

Через несколько лет начали изготовлять двухцилиндровые вертикальные аммиачные компрессоры ВП-60 холодопроизводительностью 3500 Вт (3000 ккал/ч) и ВАК-10 холодопроизводительностью ~12 000 Вт (10 000 ккал/ч).

В дальнейшем стали выпускать двухцилиндровые аммиачные прямоточные компрессоры И-10 (рис. 37,*б*) холодопроизводительностью 9300 Вт (8000 ккал/ч), с большей частотой вращения 8,3 $с^{-1}$ (500 об/мин), сальником *2* с металлическими трущимися кольцами, не требующим ручного обслуживания, двухопорным валом *1*, и пластинчатыми клапанами [54]. Диаметр цилиндра 75 мм, ход поршня 85 мм. В последующем тысячи аммиачных холодильных установок с такими компрессорами были автоматизированы [166].

Наряду с аммиачными было начато производство углекислотных машин марки У-10 номинальной холодопроизводительностью 11 600 Вт (10 000 ккал/ч), и сернистоангидридных машин производительностью 700 Вт (600 ккал/ч).

В конце 30-х годов были изготовлены первые советские фреоновые компрессоры: холодопроизводительностью 11 400 Вт (10 000 ккал/ч) ФВЗ холодопроизводительностью ~3500 Вт (3000 ккал/ч), двухцилиндровые, вертикальные, прямоточные, с упругими клапанами и сильфонными сальниками.

Крупносерийное изготовление фреоновых компрессоров было начато в 1949 г. Наибольшее распространение получили фреоновые компрессоры 2ФВ4, входящие в агрегаты типа ФАК производства ХЗХМ.

Компрессор 2ФВ4 (рис. 38) — двухцилиндровый, вертикальный, непрямоточный, с частотой вращения 10 $с^{-1}$ (600 об/мин), холодопроизводительностью 700 Вт (600 ккал/ч), с двухопорным валом *1*, упругими консольными всасывающими и жесткими дисковыми нагнетательными клапанами *2*, с двойным сильфонным сальником *3*. Смазка разбрызгиванием. Диаметр цилиндра 40 мм, ход поршня 30 мм.

Наряду с поршневыми было освоено производство малых фреоновых ротационных компрессоров ФРУ (в дальнейшем РКФ и МРФ) на рижском заводе холодильных машин «Компрессор», холодопроизводительностью 800—1300 Вт (700—1100 ккал/ч), с частотой вращения 10,8—14,2 $с^{-1}$ (650—850 об/мин).

Ротор *2* компрессора ФРУ-600 (рис. 39) надет на эксцентриковый вал *1* и при его вращении как бы катится по поверхности чугунного цилиндра *3*, к торцу которого прижат пружиной *4*. Лопасть *5*, отделяющая всасывающую полость от нагнетательной, прижата к ротору пружиной *6*. Нагнетательный клапан *7* — упругий, всасывающий клапан в этой конструкции отсутствует. Смазка принудительная. Диаметр и высота цилиндра 98 и 48 мм, эксцентриситет 6 мм.

Первые поршневые герметичные компрессоры для бытовых холодильников в Советском Союзе, изготовлявшиеся Харьковским тракторным заво-

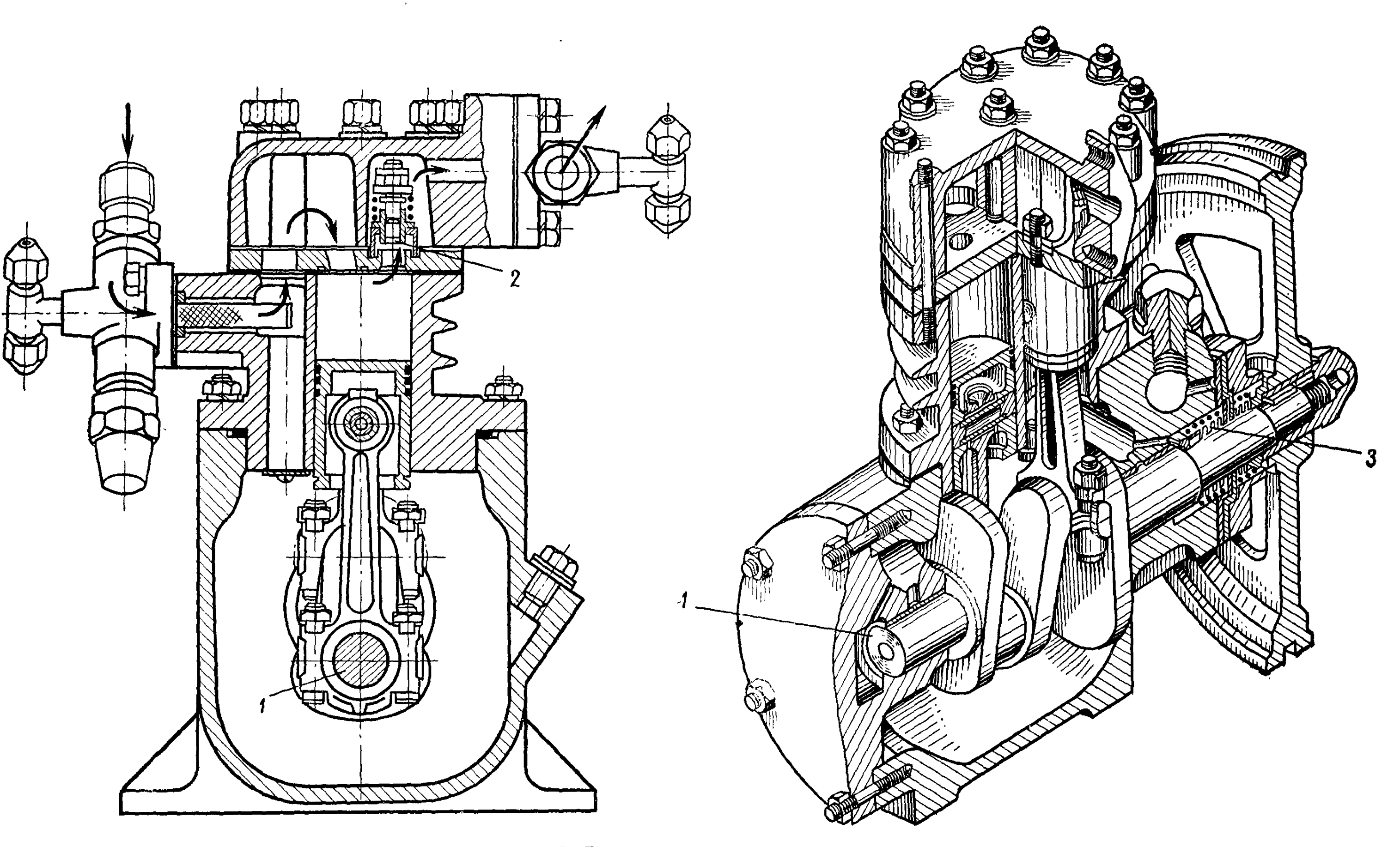


Рис 38. Открытый феоновый поршневой компрессор 2ФВ4.

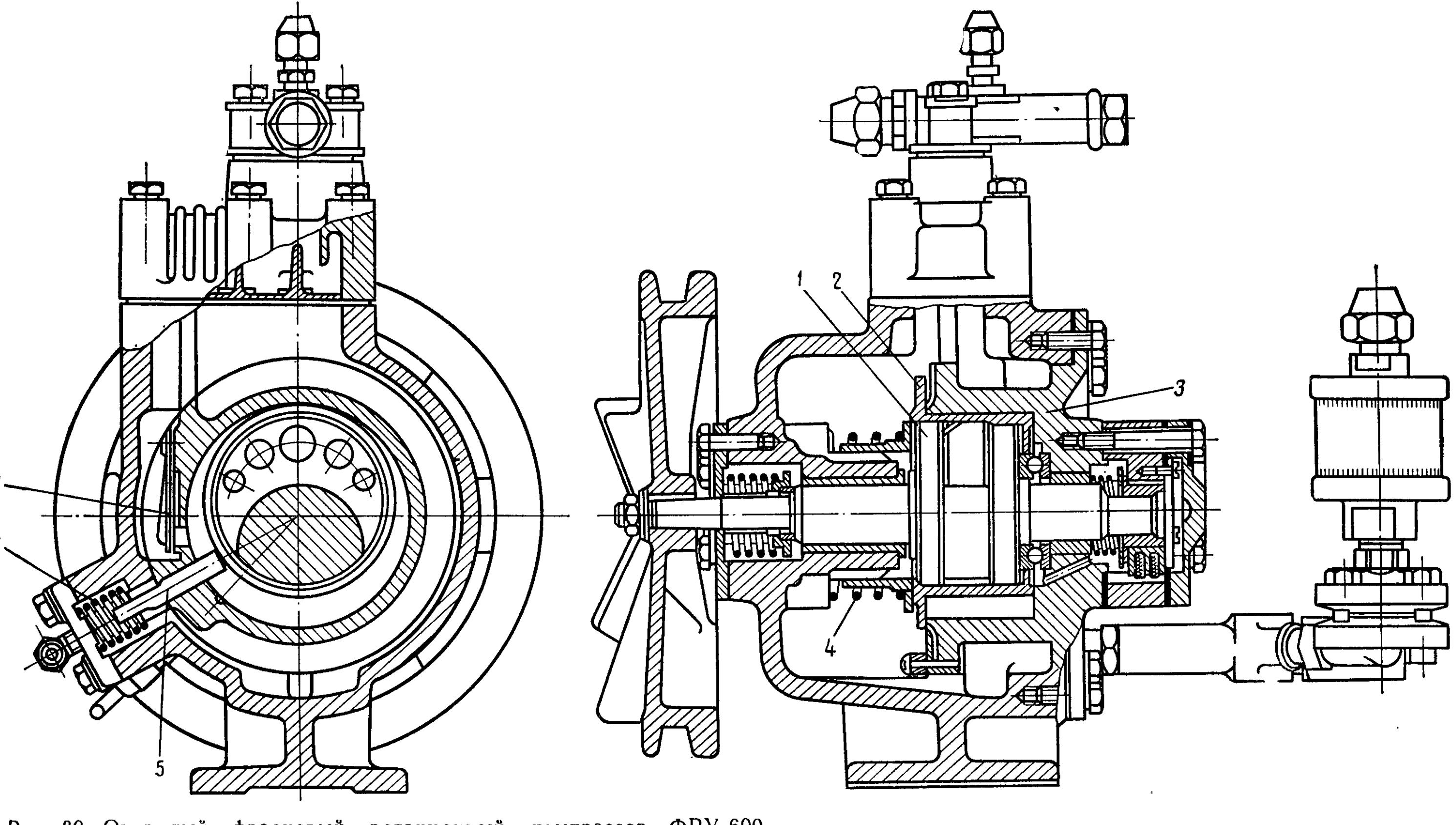


Рис 39. Открытый фреоновый ротационный компрессор ФРУ-600.

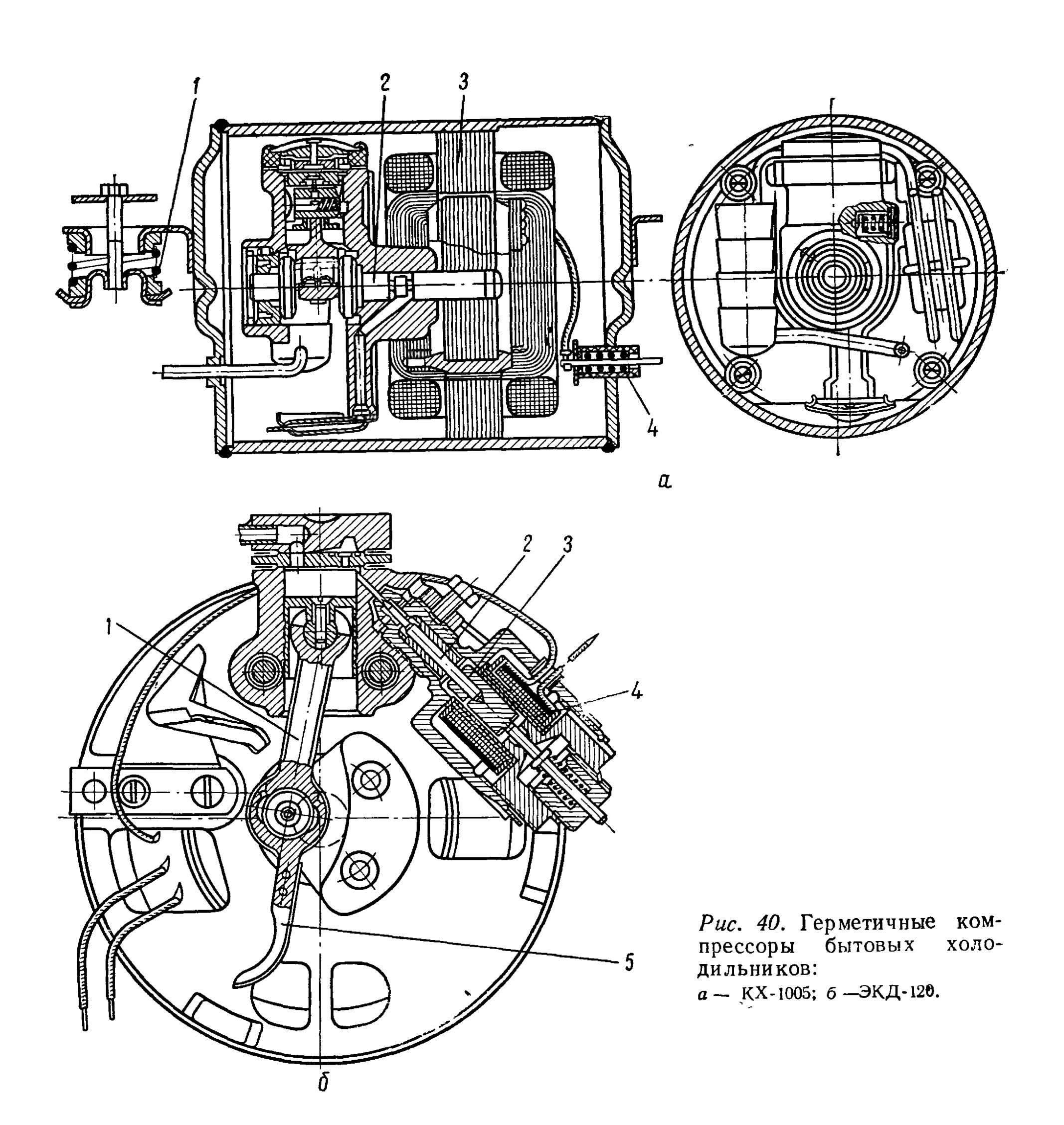


Рис. 40. Герметичные компрессоры бытовых холодильников:
а — КХ-1005; *б* —ЭКД-120.

дом, работали на сернистом ангидриде. Компрессор ЭКД-120 (рис. 40,*б*) одноцилиндровый, с горизонтальным коленчатым валом, холодопроизводительностью 100 Вт (около 90 ккал/ч).

Синхронная скорость вращения 25 $с^{-1}$ (1500 об/мин). Ротор электродвигателя укреплен на валу. Поршень без поршневых колец; уплотнение достигается за счет малых зазоров между поршнем и цилиндром, имеющими повышенную точность изготовления. Клапаны упругие, смазка разбрызгиванием (с шатуном *1* соединен черпак *5* для масла).

В связи с тем что машина бытового холодильника изготовлялась не с капиллярной трубкой, а с поплавковым регулирующим вентилем, для разгрузки при пуске в цилиндр встроен автоматический вентиль.

При включении встроенного электродвигателя через электромагнитную катушку *4* идет ток значительно больше номинального. Катушка *4* втягивает якорь *3* со шпинделем *2*, и цилиндр соединяется с кожухом компрессора.

В начале 50-х годов завод им. Лихачева (ЗИЛ) начал производство фреоновых герметичных компрессоров бытовых холодильников. Компрессор

КХ-1005 (рис. 40,*а*) одноцилиндровый, холодопроизводительностью 130 Вт (около 110 ккал/ч), с синхронной частотой вращения 25 $с^{-1}$ (1500 об/мин). Ротор электродвигателя *3* консольно укреплен на горизонтальном коленчатом валу *2*. Клапаны упругие. Кожух компрессора сварной. В одну из стальных крышек кожуха впаяны проходные контакты *4* встроенного электродвигателя. Компрессор установлен на наружных пружинных виброизоляторах *1*. Смазка принудительная с помощью ротационного насоса. Диаметр цилиндра 27 мм, ход поршня 14 мм.

Через несколько лет ХЗХМ начал серийно изготовлять герметичные компрессоры для торгового холодильного оборудования.

Компрессор ФГК-0,7 (рис. 41,*а*) номинальной холодопроизводительностью 815 Вт (700 ккал/ч), с синхронной частотой вращения 25 $с^{-1}$ (1500 об/мин), двухцилиндровый, с вертикальным эксцентриковым валом *1*, который служит в то же время масляным насосом. Статор *2* трехфазного электродвигателя запрессован в корпус *3* компрессора, который укреплен в сварном кожухе на пружинных амортизаторах *4*. Нагнетательный и всасывающие клапаны упругие, консольные. Диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 18 мм.

В настоящее время ХЗХМ, «Искра» и другие заводы изготовляют ряд новых моделей герметичных компрессоров, работающих на фреоне-12 или -22.

В 50-х годах ХЗХМ [151], а после и Мелитопольский завод холодильных машин (МЗХМ) начали изготовлять бессальниковые компрессоры. Компрессор 1ФВ 4/4-БС 0,6 (рис. 41,*б*) ХЗХМ — одноцилиндровый, вертикальный, унифицированный с компрессором 2ФВ-4. К картеру *1* крепятся цилиндровый блок *2* и корпус *3* электродвигателя *4*. Ротор насажен на конец коленчатого вала *5*.

С 1966 г. Рижский завод холодильных машин (РЗХМ) начал выпуск герметичных ротационных компрессоров ФГр 0,35∼1 номинальной холодопроизводительностью 405 Вт (350 ккал/ч), с частотой вращения 25 $с^{-1}$ (1500 об/мин). В настоящее время ХЗХМ и РЗХМ начали производство герметичных компрессоров с синхронной частотой вращения 50 $с^{-1}$ (3000 об/мин).

Из приведенного краткого обзора видно, что основные конструкции малых холодильных компрессоров изменялись каждые 15—20 лет. Сначала это был аммиачный компрессор, потом — открытый фреоновый, далее — фреоновый со встроенным электродвигателем, имеющим частоту вращения 25 $с^{-1}$ и затем 50 $с^{-1}$.

Для характеристики роста технического уровня приведем пример компрессора общего назначения холодопроизводительностью 815 Вт (700 ккал/ч), его энергетические показатели улучшились почти в 1,5 раза, масса уменьшилась более чем в 3 раза, число отказов холодильных агрегатов с этими компрессорами снизилось в 3 раза.

Мировое производство малых холодильных компрессоров каждые 10—15 лет возрастает вдвое; сейчас его можно ориентировочно оценить в 55—60 млн. шт. в год. Из них более 70% составляют герметичные поршневые, около 15% — открытые поршневые (почти исключительно для автомобильных кондиционеров), около 10% — бессальниковые поршневые, около 5% — ротационные. Основной тип современного малого компрессора — это поршневой компрессор со встроенным электродвигателем. Здесь нет тенденции перехода от возвратно-поступательного к вращательному движению рабочего органа, как это наблюдается в области больших компрессоров. Происходившее ранее сокращение производства ротационных компрессоров сменилось некоторым ростом, но эти колебания не выходят из пределов нескольких процентов общего выпуска.

Это вызвано тем, что современные малые поршневые компрессоры надежно работают с предельно возможной стандартной частотой вращения 50 или

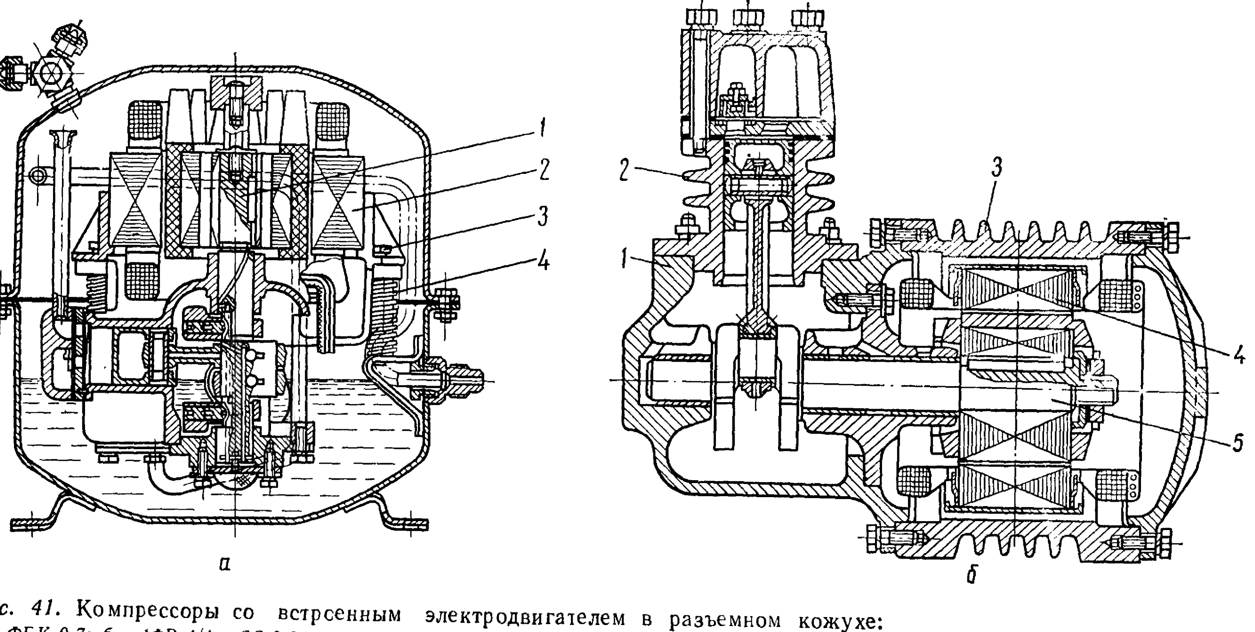


Рис. 41. Компрессоры со встроенным электродвигателем в разъемном кожухе:
а — ФГК-0,7; *б* — 1ФВ 4/4— БС 0,6.

60 c^{-1} и отличаются более высокой технологичностью и ремонтопригодностью.

Компрессоры с экранированным двигателем, а также герметичные компрессоры с колебательным приводом изготовляются в относительно небольших количествах. Но конструкторская и исследовательская работа проводится с компрессорами всех названных типов.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ

Конструктивные формы холодильных компрессоров во многом зависят от эксплуатационных свойств холодильного агента [6, 126].

В первых малых холодильных машинах применялись основные холодильные агенты промышленных установок — аммиак, хлористый метил, сернистый ангидрид и углекислота (в Советском Союзе наибольшее распространение получили аммиачные установки с рассольной системой охлаждения).

Аммиак. Давление насыщенных паров аммиака в обычном диапазоне температур кипения и конденсации одноступенчатой холодильной машины выше атмосферного, но ниже 2МПа (20 кгс/см²). В связи с этим размеры цилиндров и усилия, действующие на поршень компрессора, относительно малы. К достоинствам аммиака относятся также благоприятные термодинамические свойства, резкий запах, позволяющий легко находить утечки, низкая стоимость. Но это не уравновешивает таких его недостатков, как сильная токсичность, взрывоопасность, раздражающее действие на слизистые оболочки, агрессивность по отношению к цветным металлам.

После долгих поисков были созданы холодильные агенты с давлениями, приближающимися к давлениям аммиака, но безопасные и неагрессивные. Они были получены из углеводородов, в которых атомы водорода были замещены атомами фтора и хлора, а в дальнейшем — и брома.

Фреон-12. Развитие малых холодильных компрессоров в первой половине века можно охарактеризовать в наиболее общем виде как переход от аммиачных машин с ручным управлением к автоматическим, работающим на фреоне-12 (дифтордихлорметан CF_2Cl_2).

При равных температурах давление фреона-12 ниже, чем аммиака. Поэтому объемная холодопроизводительность фреона-12 ниже, и диаметр цилиндра компрессора должен быть больше примерно на 30% (при этом растет металлоемкость компрессора); чем ниже температура кипения, тем больше разница. С другой стороны, так как давление конденсации фреона-12 значительно ниже (при 30°С на 410 кПа, при 50°С на 810 кПа), то условия эксплуатации легче и возможна работа при более высоких температурах окружающей среды.

Фреон-12 — бесцветный газ с очень слабым запахом, значительно тяжелей воздуха, очень текуч, хорошо растворяет смазочное масло, поэтому маслоотделители в машинах с фреоном-12 обычно не применяют. Фреон-12 в отличие от аммиака почти не растворяет воду: даже в небольшом количестве вода замерзает, забивает дроссельные отверстия, что нарушает работу машины.

Коэффициенты теплоотдачи при конденсации и кипении фреона-12 ниже, чем у аммиака, поэтому поверхность конденсатора и испарителей больше.

Удельная теплота парообразования фреона-12 примерно в 10 раз меньше и количество циркулирующего фреона в машинах равной производительности значительно выше. Так как при этом плотность пара фреона также в несколько раз больше, то потери давления в трубопроводах остаются в допустимых пределах при увеличении диаметра в 2 раза. Больше должны быть и проходные сечения клапанов.

Фреон-22. Из многих новых холодильных агентов — производных углеводородов — наибольшее распространение получил фреон-22 (дифторхлорметан $CHClF_2$). Это — газ, похожий на фреон-12, но имеющий более высокие давления, почти равные давлению аммиака при тех же температурах насыщения. Создание фреона-22 значительно расширило область применения фреоновых машин сначала в двухступенчатых низкотемпературных установках, потом — в установках кондиционирования. Сравнительные испытания показали, что в малых герметичных машинах его выгодней применять в области высоких и низких температур, а фреон-12 — средних температур кипения от —25 ÷ —30 до —5 ÷ —10° С (см. с. 115).

Фреон-22, как и фреон-12, практически безопасен, но токсичность его несколько выше. Растворимость смазочного масла во фреоне-22 при высоких температурах велика, как у фреона-12, при низких — ограничена; растворимость воды — больше, чем во фреоне-12.

Коэффициенты теплоотдачи фреона-22 несколько больше, чем фреона-12, теплота парообразования и температура конца сжатия выше. Жидкий фреон-22 в отличие от фреона-12 хорошо проводит электрический ток (это —недостаток для компрессоров со встроенным электродвигателем).

Стоимость фреона-22 близка к стоимости фреона-12.

Фреон-502. Наряду с новыми фторхлорпроизводными углеводородов в качестве холодильных агентов было предложено использовать азеотропные (ведущие себя как однородное вещество) и неазеотропные смеси [6, 133]. Последние пока почти не применяют, в частности в связи с эксплуатационными трудностями: при утечках изменяются состав и свойства смеси, а соответственно и характеристики холодильной машины. Азеотропные смеси по эксплуатационным свойствам не уступают чистым холодильным агентам.

Одна из них —фреон-502 — получила очень широкое распространение. Фреон-502 — это азеотропная смесь фреона-22 (48,8%) и фреона-115— пентафторэтана (51,2%).Нормальная температура кипения фреона-502(—45,6°С) ниже, чем у фреона-22 (—40,8° С). Это расширяет диапазон температур кипения, в котором компрессор работает без вакуума, и увеличивает холодопроизводительность компрессора.

Отношение давлений нагнетания и всасывания при равных температурах кипения и конденсации у фреона-502 меньше, чем у фреона-22. Температура конца адиабатического сжатия ниже (примерно такая же, как у фреона-12), что значительно снижает температуры компрессора и встроенного двигателя. Это дает большие преимущества в низкотемпературной области.

Фреон-502 химически менее активен, чем фреон-22, менее токсичен, оказывает более слабое действие на электроизоляционные материалы встроенного двигателя.

При температурах до 150°С не обнаружено изменений в его химическом составе. Растворимость смазочного масла и влаги во фреоне-502 несколько ниже, чем во фреоне-22 [86]. Недостаток фреона-502 — его высокая стоимость.

Данные о результатах испытаний на фреоне-502 герметичных компрессоров показали его большие преимущества в области низких температур.

Фреон-13В1. В одноступенчатых низкотемпературных машинах, работающих при невысоких давлениях конденсации, применяют фреон-13В1 (трифторбромметан CF_3B). Его нормальная температура кипения (—57,8°С) ниже, чем у фреона-502, поэтому выше давление кипения и больше объемная холодопроизводительность. С другой стороны, значительно выше, чем у фреона-502, давление конденсации (при 50°С на 0,7 МПа) и температура конца адиабатического сжатия. Поэтому фреон-13В1 используют преимущественно в машинах с водяным конденсатором.

По свойствам этот холодильный агент во многом близок к фреону-22, но его молекулярная масса и плотность в несколько раз больше, соответственно, при прочих равных условиях; больше дроссельные потери в клапанах и трубопроводах. Фреон-13В1 мало токсичен, инертен к металлам, невзрывоопасен (даже применяется в огнетушителях).

В табл. 9 сопоставлены разности и отношения давлений конденсации и кипения основных холодильных агентов, применяемых в современных малых холодильных машинах.

Таблица 9

Холодильный агент	$p_к - p_0$, МПа		$p_к/p_0$	
	$t_0 = -15$°C; $t_к = 30$°C	−15°C; 50°C	−15°C; 30°C	−15°C; 50°C
Фреон-12	0,56	1,04	4,06	6,66
Фреон-22	0,89	1,64	4,01	6,54
Фреон-502	0,98	1,77	3,80	6,09
Фреон-13В1	1,28	2,29	3,39	5,26

НОМИНАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Холодопроизводительность, потребляемая мощность и другие характеристики компрессора в большой степени зависят от режимов его работы. Так, при температурах кипения и конденсации 5 и 30° С компрессор имеет производительность в 5 раз больше, чем при —25 и +50°С. Поэтому основные параметры указывают при номинальных режимах, установленных в нормативной документации. Эти режимы работы называют также сравнительными. Их используют при сопоставлении различных компрессоров. В стандартах СССР температуры кипения в номинальных режимах приняты равными —15, —35 и +5°С. В соответствии с этим отечественные герметичные компрессоры разделяют на три исполнения — средне-, низко- и высокотемпературное (табл. 10,11).

Для бессальниковых и малых открытых компрессоров номинальная температура кипения принята равной —15°С.

Таблица 10

Номинальные режимы среднетемпературных компрессоров	Стандарт или фирма			
	ГОСТ 17240—71 и ГОСТ 6492—68	ГОСТ 17008—71*	«Данфосс» (Дания)	«Текумсе» (США)
Диапазон температур кипения, °С	От —25 до +10	От —30 до —5	От —40 до —5	От —30 до —7
Номинальные температуры, °С				
кипения	—15	—20	—10	—6,7
конденсации	30	55	55	54,6
всасывания	20(15)**	32	32	35,0
переохлаждения	25	32	32	46,1

* Компрессоры для бытовых холодильников

** По ГОСТ 6492—68 температура всасывания 15°С.

Таблица 11

Номинальные режимы низкотемпературных и высокотемпературных компрессоров	Стандарт или фирма		
	ГОСТ 17240—71	«Данфосс» (Дания)	«Текумсе» (США)
Низкотемпературные компрессоры			
Диапазон температур кипения, °С	От —40 до —25	От —40 до —5	От —30 до —7
Номинальные температуры, °С			
кипения	—35	—25	—23,3
конденсации	30	55	54,4
всасывания	20	32	32,2
переохлаждения	25	32	32,2
Высокотемпературные компрессоры			
Диапазон температур кипения, °С	От — 10 до +10	От —10 до+15	От —15 до +10
Номинальные температуры, °С			
кипения	5	5	7,2
конденсации	40	55	54,4
всасывания	20	32	35,0
переохлаждения	35	32	46,1

Установление номинальной температуры конденсации зависит от климатических условий. Территория Советского Союза расположена главным образом в поясе умеренного климата, где средняя температура воздуха не превосходит 20° С (значительно ниже, чем, например, в США). Соответственно номинальные температуры конденсации в СССР приняты для средне- и низкотемпературных компрессоров 30° С, а высокотемпературных, работающих в основном в летнее время года, 40° С; для бытовых холодильников $(t_{к.})_{ном}$ = 55° С.

Номинальная температура переохлаждения (расчетная) установлена на 5° С ниже номинальной температуры конденсации (т. е. для трех исполнений соответственно 25, 25 и 35° С) либо равна ей.

Расчетные режимы у компрессоров иностранных фирм различны (см. табл. 10,11).

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ГЕРМЕТИЧНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

В зависимости от холодопроизводительности герметичные компрессоры можно разделить на две основные группы. Компрессоры холодопроизводительностью до 1800 Вт (около 1500 ккал/ч) применяют преимущественно в бытовых холодильниках и торговом холодильном оборудовании. Холодильный агент—фреон-12 (в низкотемпературных компрессорах также фреоны-22 и -502). Герметичные компрессоры холодопроизводительностью более 1800 Вт используют в основном в кондиционерах. Холодильный агент — фреон-22.

Деление это, в известной мере, условно. Иногда одни и те же модели компрессоров применяют в обеих группах.

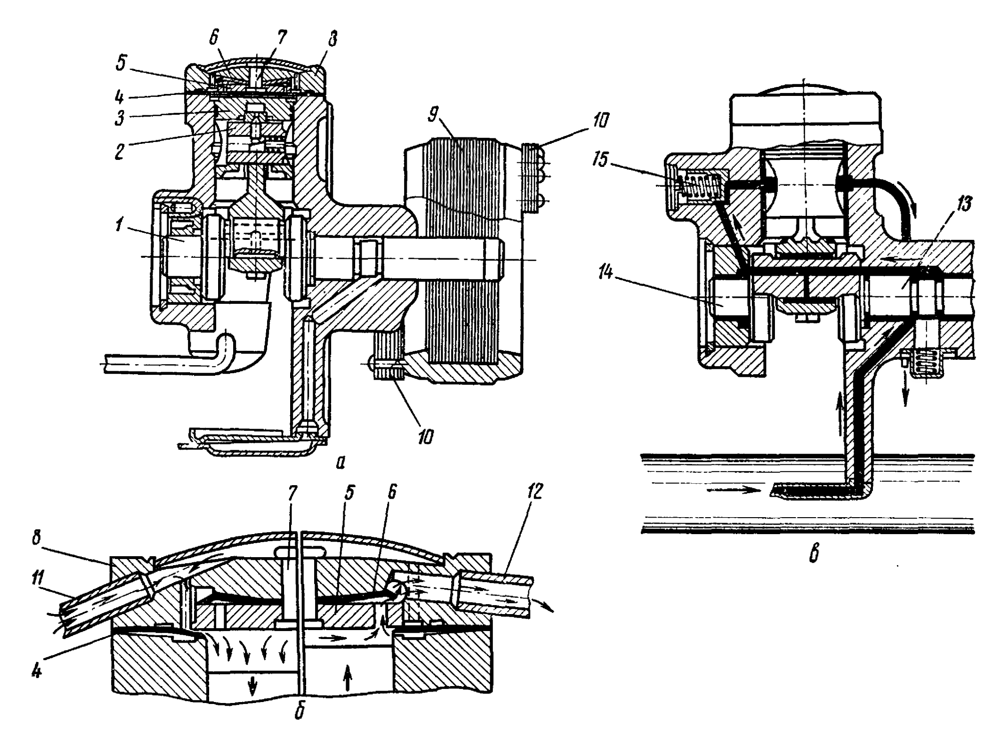


Рис. 42. Компрессор ФГ 0,14:

а — собственно компрессор; *б* — клапанная группа; *в* — система смазки

Компрессоры для бытовых холодильников и торгового холодильного оборудования

Компрессоры для бытовых холодильников в СССР изготовляют только герметичными [16].

Компрессор ФГ 0,14 (модели КХ-1005 и КХ-1010) с горизонтальным валом и вертикальным цилиндром. Частота вращения 25 $с^{-1}$ (1500 об/мин). Диаметр цилиндра 27 мм. Изготовляют модели с ходом поршня 14 и 16 мм. Холодопроизводительность (при температуре кипения t_0=—15° С, конденсации $t_к$ = 30° С) первой модели 140 Вт (120 ккал/ч), второй — 165 Вт (140 ккал/ч). Номинальная мощность электродвигателя 93 Вт.

Собственно компрессор (без кожуха и статора) показан на рис. 42,*а*. Коленчатый вал *1* из термически необработанной низкоуглеродистой стали А-12 приводит в движение шатун с разъемной нижней головкой, без вкладышей. Поршень *3* с двумя уплотняющими канавками также сделан из стали А-12. Поршневой палец *2* фиксируется в поршне с помощью клина и пружины. Противовес *10* прикреплен к ротору *9* двигателя. Шатун и корпус компрессора, в том числе цилиндр и подшипники, сделаны из серого перлито-ферритового чугуна.

К крышке цилиндра *8* (рис. 42,*б*) припаяны две всасывающие трубки *11*. Квадратная пластинка всасывающего клапана *4* зажата по контуру между крышкой и цилиндром. Всасывающие отверстия расположены по окружности расточки в крышке. Круглая пластина нагнетательного клапана *6* закрывает отверстия в седле *5*. Седло соединено заклепкой *7* с крышкой цилиндра *8*. В пространство над седлом введена нагнетательная трубка *12*.

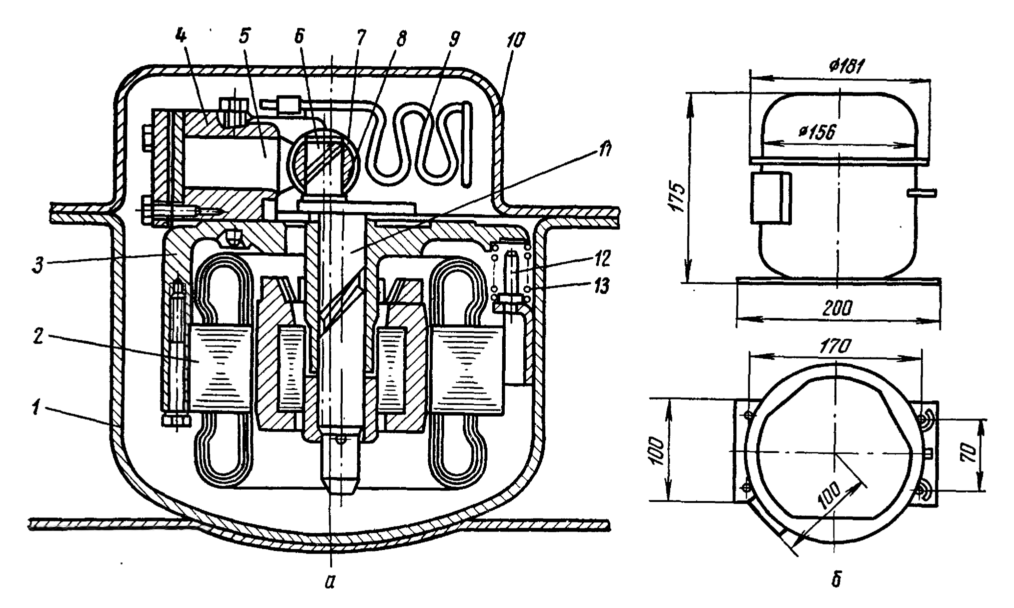


Рис. 43. Компрессор ФГ 0,100:
а — разрез; *б* — габаритные размеры.

Изготовляется также модификация компрессора с современными упругими консольными (закрепленными с одной стороны) клапанными пластинами.

Глушители (см. рис. 40,*а*) приварены к всасывающим и нагнетательным трубкам. Всасывающий глушитель состоит из двух, а нагнетательный — из четырех камер с небольшими отверстиями в перегородках. Смазка принудительная, осуществляется ротационным насосом (рис. 42,*в*), ротором которого служит эксцентричная выточка на валу компрессора. Масло из нижней части кожуха подается к коренному подшипнику *13*, потом по сверлению в коленчатом валу к другому подшипнику *14* и через редукционный клапан *15* в специальную канавку, сделанную по образующей цилиндра.

Кожух компрессора изготовлен из стальной трубы, к которой приварены две стальные крышки. В кожух запрессованы корпус компрессора и статор электродвигателя, соединенные четырьмя винтами. В одну из крышек кожуха впаяны проходные контакты со стеклянной изоляцией, в другую— служебный штуцер для заполнения агрегата маслом и фреоном. Электродвигатель однофазный (с пусковой и рабочей обмотками), пазы ротора залиты алюминиевым сплавом. Масса компрессора 14 кг.

Компрессоры устанавливают на двух, трех или четырех наружных пружинных виброизоляторах (подвесках).

Компрессор ФГ 0,100 с вертикальным валом и горизонтальным цилиндром (рис. 43) в настоящее время является основной моделью компрессоров для бытовых холодильников отечественного производства. Частота вращения 50 $с^{-1}$ (3000 об/мин). Диаметр цилиндра 22 мм, ход поршня 12 мм. Холодопроизводительность (при t_0 = —20° С, $_к$ = 55° С) равна 116 Вт (100 ккал/ч). Механизм движения кривошипно-кулисный: внутри кулисы *7* перемещается ползун *8* с помощью кривошипа *6*. Поршень *5* припаян к кулисе *7*. В качестве масляного насоса используется вал *11*, в котором сделано вертикальное отверстие, смещенное относительно оси. Масло под действием центробежной силы подается в спиральные канавки на поверхности корен-

ной и шатунной шеек вала. Клапаны упругие, консольные. Всасывающий и нагнетательный глушители отлиты заодно с чугунным корпусом *3*. Цилиндр *4* и статор *2* прикреплены к корпусу *3* болтами.

Виброизоляторы *13* внутренние, пружинные, нагнетательная трубка *9* упругая, поэтому вибрации компрессора передаются на корпус ослабленными и шум меньше, чем у компрессора ДХ-1005. Крышка *10* сварного кожуха *1* ограничивает перемещение корпуса вверх в местах установки штифтов *12* виброизоляторов.

В результате повышения частоты вращения вдвое, облегчения конструкции, отказа от отдельного насоса значительно сократилась трудоемкость изготовления; масса компрессора меньше, чем у ДХ-1005 в 1,5 раза.

Компрессоры для торгового холодильного оборудования, поршневые герметичные, с частотой вращения 25 $с^{-1}$, изготовляемые Харьковским заводом холодильных машин (ХЗХМ), разделяются на средне- и низкотемпературные [44, 49].

Среднетемпературный компрессор ФГ 0,45~3 одноцилиндровый. Холодильный агент — фреон-12. Холодопроизводительность 525 Вт (450 ккал/ч) при температуре кипения —15° С и конденсации 30 °С.

Компрессор (рис. 44,*а*) — с вертикальным эксцентриковым валом *4*, который служит одновременно масляным насосом. Диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 22 мм. Клапаны упругие консольные из ленты толщиной 0,25 мм, клапанные доски стальные толщиной 4 мм. Между крышкой *3* цилиндра, клапанной доской и корпусом проложены уплотнительные паронитовые прокладки толщиной 0,4 мм. Цилиндр *1* отлит заодно с корпусом, верхним подшипником вала и глушителем *11*. В верхней части корпуса сделана расточка *8* для запрессовки статора *7* встроенного электродвигателя, в нижней части— для крепления нижней опоры *10* вала *4*. К эксцентриковому валу крепятся винтами чугунные противовесы *9*. Шатун бронзовый, с неразъемной нижней головкой. Поршень *2* из автоматной стали, без поршневых колец. Зазор между поршнем и цилиндром от 10 до 18 мкм на диаметр. Вместо внутренних пружинных виброизоляторов в первых герметичных компрессорах ХЗХМ (см. рис. 41,*а*) здесь оказалось возможным установить наружные резиновые. Это упростило конструкцию.

В верхней части кожуха приварен всасывающий запорный вентиль *6*, к нижней — выходной штуцер.

Электродвигатель трехфазный, номинальной мощностью 0,25 кВт, напряжением 220/380 В. В верхнем кожухе имеется шесть проходных контактов *12*, позволяющих соединить обмотки в звезду или треугольник. Заодно с ротором отлита крыльчатка *5*. На кожухе компрессора установлено тепловое (защитное) реле, также соединенное с клеммной панелью.

Компрессор ФГ 0,55~3 номинальной холодопроизводительностью 640 Вт (550 ккал/ч) в высокой степени унифицирован с компрессором ФГ 0,45~3. Различия сводятся к следующему: ход поршня увеличен до 27 мм, номинальная мощность двигателя повышена до 0,37 кВт, для этого увеличена длина пакета статора. Компрессор ФГ 0,7~3 номинальной холодопроизводительностью 815 Вт (700 ккал/ч), наиболее распространенная модель этого ряда.

Компрессор (рис. 44,*б*) двухцилиндровый, диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 18 мм. Цилиндры расположены в общем корпусе под углом 90°; между ними находится глушитель. Шатуны надеты на общую шейку эксцентрикового вала.

Для разгрузки при пуске в стенках цилиндров на середине хода поршня сделаны отверстия диаметром 0,5 мм, соединяющие цилиндр со стороной всасывания. После остановки компрессора поршни перемещаются в положение, при котором отверстия открываются. В начале хода сжатия они

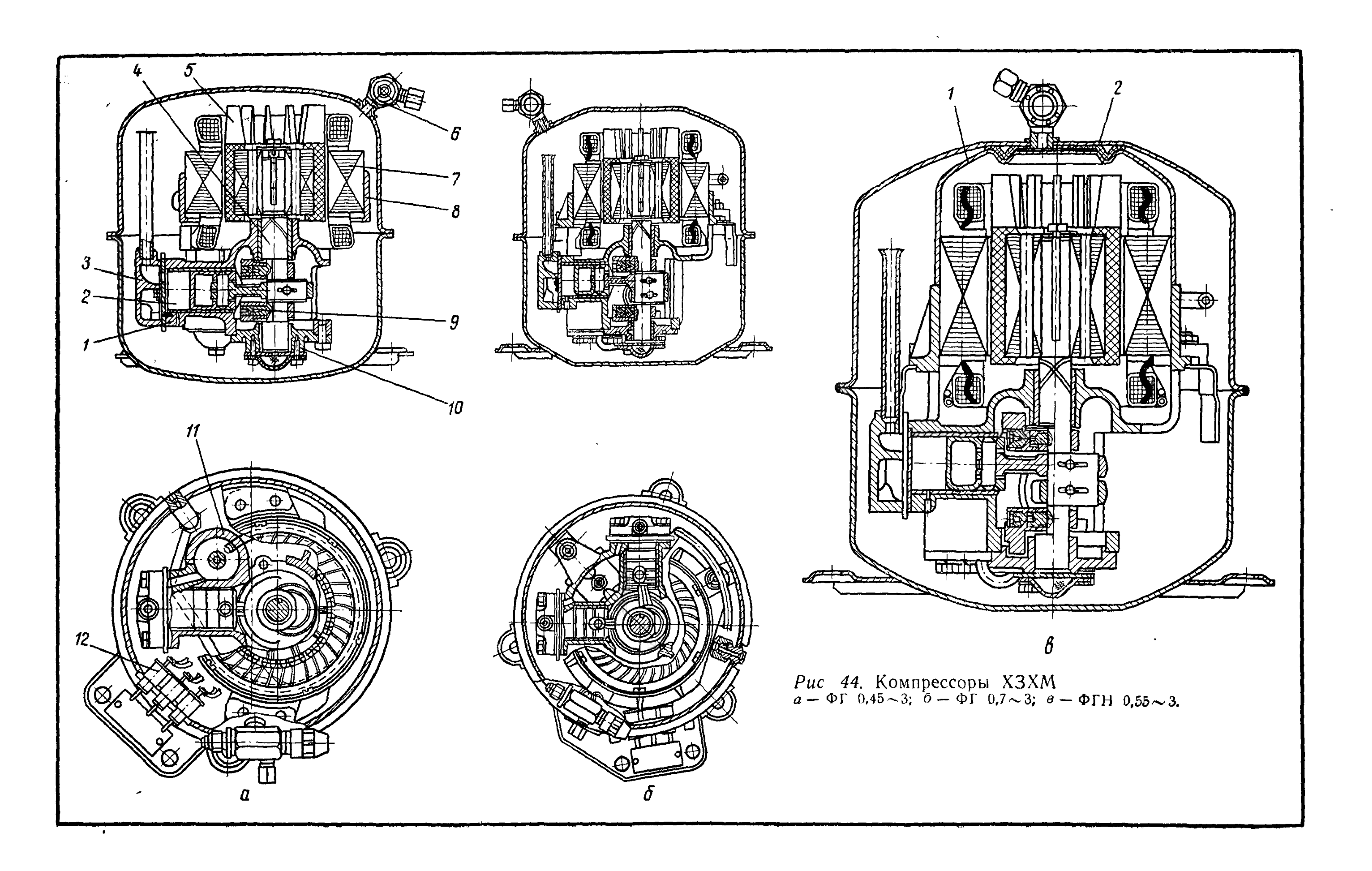


Рис 44. Компрессоры ХЗХМ

а — ФГ 0,45∼3; *б* — ФГ 0,7∼3; *в* — ФГН 0,55∼3.

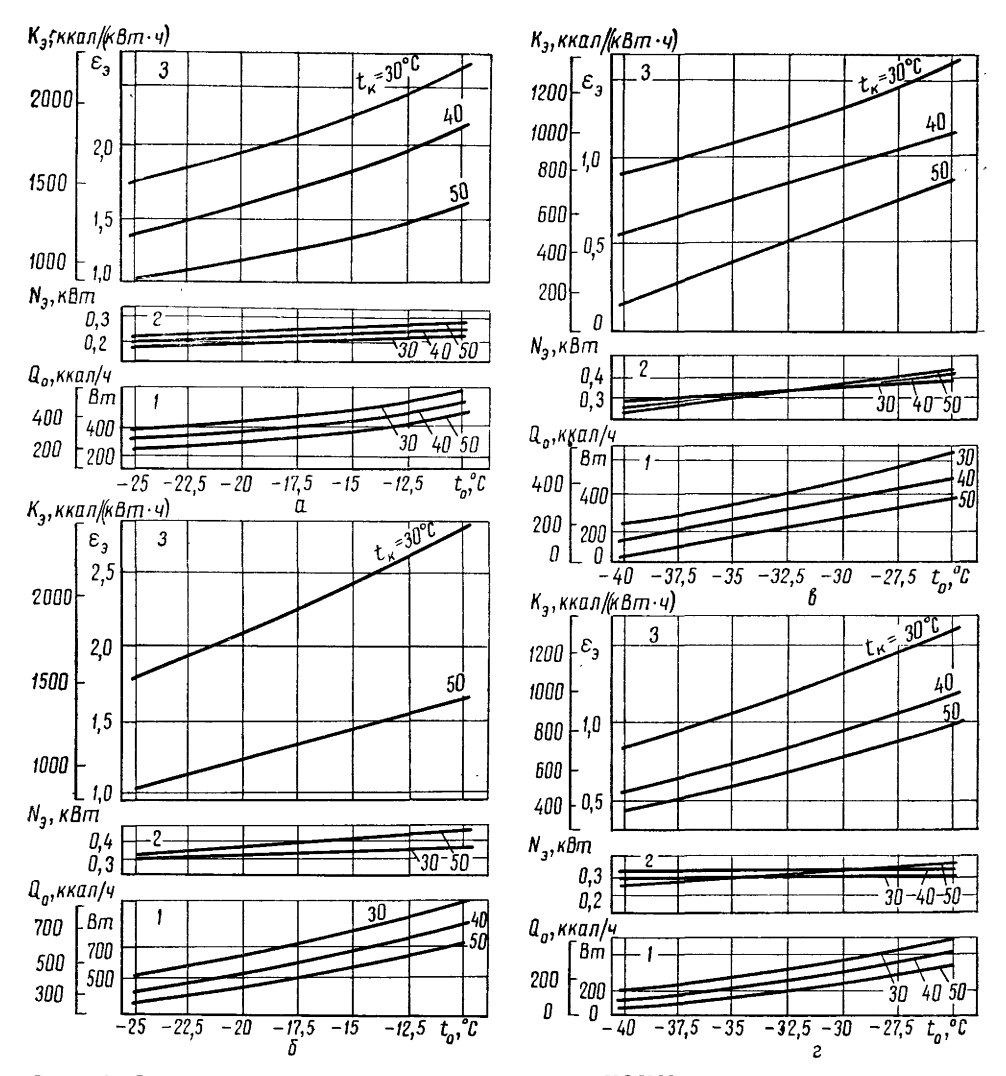


Рис. 45. Основные характеристики компрессоров ХЗХМ:
а — ФГ 0,45~3; *б* — ФГ 0,7~3; *в* — ФГН 0,28~3; *г* — ФГН 0,22~3; *1* — холодопроизводительность; *2* — потребляемая мощность; *3* — электрический холодильный коэффициент.

вновь закрываются, поэтому производительность снижается лишь на 1—3%. Шатуны, поршни, клапаны, клапанные доски, крышки цилиндров, прокладки и большинство других деталей, такие же, как в одноцилиндровых компрессорах этого ряда. Электродвигатель трехфазный, мощностью 0,37 кВт такой же, как в компрессоре ФГ 0,55~3.

Компрессор ФГ 1,1~3 номинальной холодопроизводительностью 1280 Вт (1100 ккал/ч) отличается от компрессора ФГ 0,7~3 ходом поршней (27 мм) и мощностью двигателя (0,55 кВт).

Диапазон работы отечественных среднетемпературных герметичных компрессоров общего назначения весьма широк (они могут работать при температурах кипения до 10° С), поэтому их используют также в высокотемпературных агрегатах.

Низкотемпературные компрессоры имеют некоторые особенности: относительно малое количество циркулирующего холо-

дильного агента и большое отношение давлений нагнетания и всасывания, а следовательно, высокий температурный уровень компрессора. Поэтому принимают специальные меры для охлаждения обмотки двигателя и стремятся уменьшить относительный мертвый объем, в частности увеличив ход поршня и уменьшив отверстие в седле нагнетательного клапана.

Первоначально для более интенсивного охлаждения обмотки электродвигателей низкотемпературных компрессоров ХЗХМ было принято решение направить поток всасываемого пара в зазор между ротором и статором компрессора с помощью внутреннего кольца [134]. Низкотемпературный компрессор ФГН 0,55~3 (рис. 44,*в*) номинальной холодопроизводительностью 640 Вт (550 ккал/ч) при температурах кипения — 35° С и конденсации 30° С, унифицирован со среднетемпературным компрессором ФГ 1,1~3. Он имеет те же клапаны, механизм движения, встроенный электродвигатель. Но на статор двигателя надет резиновый внутренний кожух *1*. Между внутренним и внешним кожухами установлена уплотняющая прокладка *2*. В компрессорах меньшей производительности интенсивное охлаждение кожуха воздухом, поступающим от конденсатора агрегатов типа ВС (см. главу IX), позволяет понизить температуру без помощи диафрагмы.

Компрессор ФГН 0,22~3 отличается от ФГ 0,45~3 только тем, что в нем установлен двигатель большей мощности (0,37 кВт) и изменена маркировка. Все низкотемпературные компрессоры ХЗХМ работают на фреоне-22 и синтетическом смазочном масле ХФ-22с-16.

Компрессор ФГН 0,28~3 отличается от ФГ 0,7~3 только маркировкой. Отношение производительностей низко- и среднетемпературных моделей здесь меньше половины — оно зависит от хода поршня. В машинах с меньшим ходом для снижения мертвого объема желательно уменьшить отверстие в седле нагнетательного клапана. При полной унификации средне- и низкотемпературных моделей для последних во время сборки следует отбирать компрессоры с большей производительностью по воздуху.

Интересно отметить, что уникальный малый компрессор, предназначенный для работы с отношением давлений до 120 (в одну ступень), имеет ход поршня (27 мм) в 2,2 раза больший, чем диаметр (12 мм), и мертвый объем около 0,5% [9].

Таблица 12

Показатели	Исполнение компрессоров						
	среднетемпературное (фреон-12)				низкотемпературное (фреон-22)		
	ФГ 0,45~3	ФГ 0,55~3	ФГ 0,7~3	ФГ 1,1~3	ФГН 0,22~3	ФГН 0,28~3	ФГН 0,55~3
Номинальная холодопроизводительность							
Вт	525	640	815	1280	255	325	640
ккал/ч	450	550	700	1100	220	280	550
Число цилиндров	1	1	2	2	1	2	2
Ход поршня, мм	22	27	18	27	22	18	27
Объем, описываемый поршнями, $м^3/ч$	1,9	2,45	3,16	4,14	1,9	3,16	4,14
Диаметр кожуха, мм	235	5	261	261	235	261	261
Встроенный электродвигатель	ДГХ-0,25У	ДГХ-0.37	ДГХ-0,37	ДГХ-0,55	ДГХ-0,37	ДГХ-0,37	ДГХ-0,55
Масса масла, кг	2,4	2,4	2,7	2,7	2,4	2,7	2,7
Масса компрессора с маслом, кг	25,9	27,9	30,7	34,7	27,4	30,7	38,7

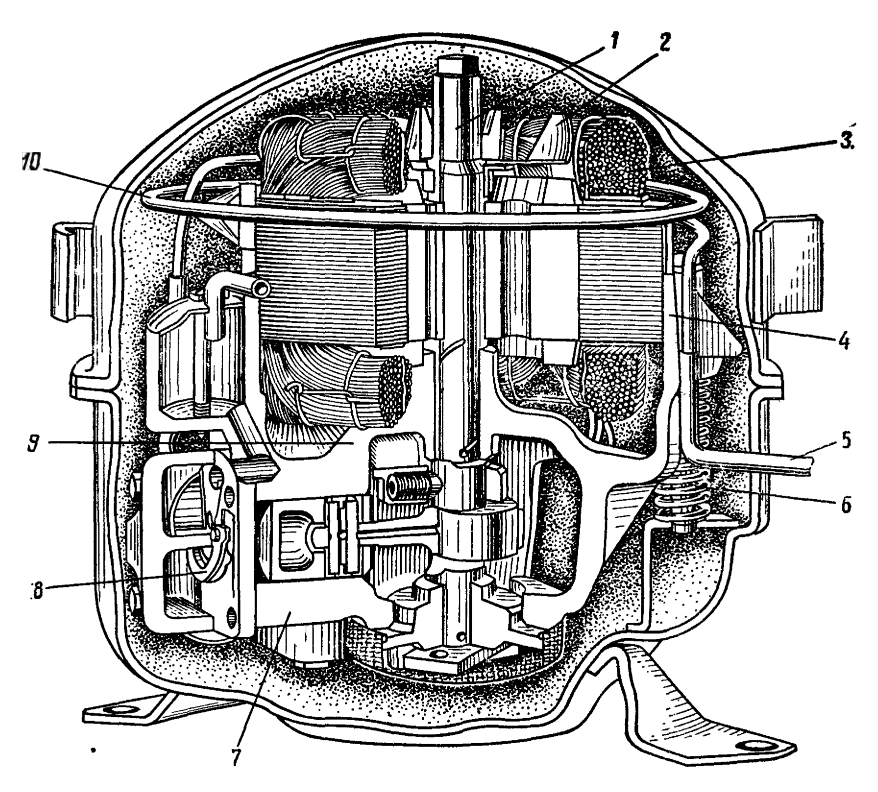


Рис. 46. Компрессор S фирмы «Текумсе».

Основные технические характеристики компрессоров ХЗХМ приведены в табл. 12 и на рис. 45. Диаметр цилиндров всех компрессоров 36 мм, синхронная частота вращения 25 $с^{-1}$ (1500 об/мин). Основные нормативные параметры компрессоров приведены в главе V.

Компрессоры фирмы «Текумсе» (США) — самой крупной в мире — позволяют проследить развитие конструкций герметичных компрессоров за рубежом [175]. Первоначально для бытовых холодильников и торгового холодильного оборудования изготовляли одноцилиндровые компрессоры типа S с эксцентриковым валом (рис. 46). Чугунный корпус *4*, *9* с горизонтальным цилиндром *7* и верхним подшипником установлен на пружинных виброизоляторах *6*. В верхней части корпуса запрессован статор *3* встроенного электродвигателя. На роторе для более интенсивного охлаждения двигателя имеется крыльчатка *2*. Всасывающий клапан упругий консольный; нагнетательный клапан *8* подковообразный. Сжатый пар проходит через нагнетательный глушитель и трубку *10* в патрубок *5*. В качестве масляного насоса, как и в последующих моделях, служит вал компрессора *1*.

Холодильные агенты — фреоны-12 и -22. Холодопроизводительность низкотемпературных компрессоров (низкого давления) от 230 до 1200 Вт, высокотемпературных (высокого давления) от 600 до 3200 Вт. Диаметр цилиндров от 28,6 до 40,5 мм, ход поршня от 15,9 до 25,8 мм. Синхронная частота вращения 30 $с^{-1}$. Номинальная мощность двигателя от $^1/_8$ до 1 л. с. (обозначения, принятые в ряде стран для герметичных компрессоров). У всех моделей круглый кожух диаметром 260 мм. Габаритные размеры: длина от 291 до 308 мм, ширина 280 мм, высота от 224 до 254 мм. Масса от 18,4 до 24 кг.

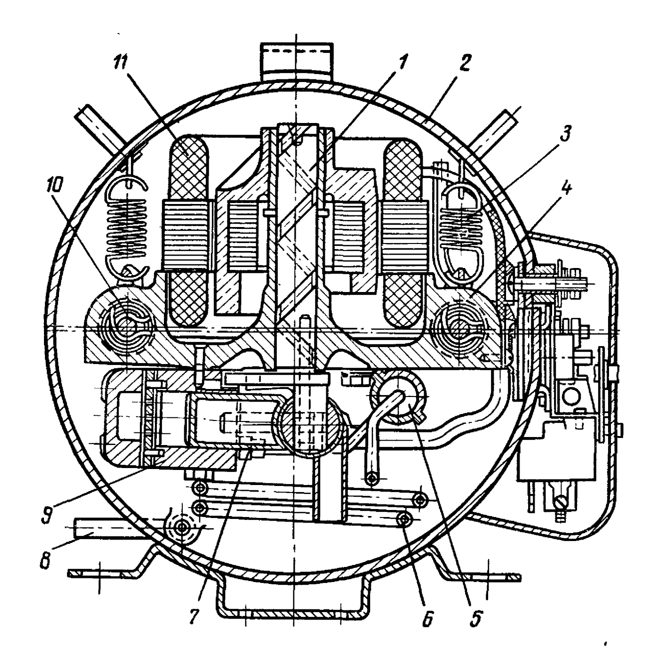


Рис. 47. Компрессор Р фирмы «Текумсе».

Компрессор типа Р (рис. 47) совершенно отличается от прежних по конструкции и форме. Он имеет форму диска, поставленного на ребро. Хотя диаметр кожуха *2* (в данном случае — высота) примерно на 10% больше, чем компрессоров S, ширина его 158 мм (на 40% меньше), поэтому объем кожуха почти на треть меньше. Масса компрессора Р с двигателем мощностью $^1/_8$ л. с. равна 12,4 кг вместо 18,4 кг у компрессоров S. Соответственно ниже и стоимость. Механизм движения кривошипно-кулисный с вертикальным валом *1*. При сборке неточности расположения осей деталей компенсируются их взаимным смещением, что несколько упрощает технологию изготовления. Поршень *7*, перемещаясь вдоль цилиндра *9*, поворачивается вокруг своей оси, что уменьшает возможность заклинивания.

Корпус *4* укреплен в кожухе *2* на пружинных подвесках, верхние пружины *3* растянуты, боковые *10* сжаты. Статор *11* прикреплен к корпусу болтами. Сжатый пар из нагнетательного глушителя *5* проходит по спиральной нагнетательной трубке *6*, ослабляющей вибрации, в нагнетательный патрубок *8*. Холодопроизводительность компрессоров низкого давления от 180 до 350 Вт, высокого давления от 450 до 700 Вт. Диаметр цилиндра 26,2—30,2 мм; ход поршня 14,3—19,0 мм. Холодильный агент — фреон-12.

Компрессоры АР в основном той же конструкции и тех же размеров имеют частоту вращения 60 c^{-1}, поэтому их холодопроизводительность на 70 — 80% больше. Соответственно меньше удельная металлоемкость.

Одновременно было начато изготовление компрессоров Т (30 c^{-1}) и АТ (60 c^{-1}), по конструкции и основным параметрам близких к типам Р и АР, но имеющих кожух на 66 мм ниже и на 64 мм шире.

В компрессорах АЕ (рис. 48) более поздней конструкции вместо эксцентрикового вала применены коленчатый вал и шатун с разъемной нижней головкой. Двигатель со статором *1* и ротором *8* расположен снизу, поэтому изменен масляный насос: на конец вала *4* надета трубка *9*, разделенная перегородкой на две неравные части. Пар из цилиндра *5* и полости *6* идет через

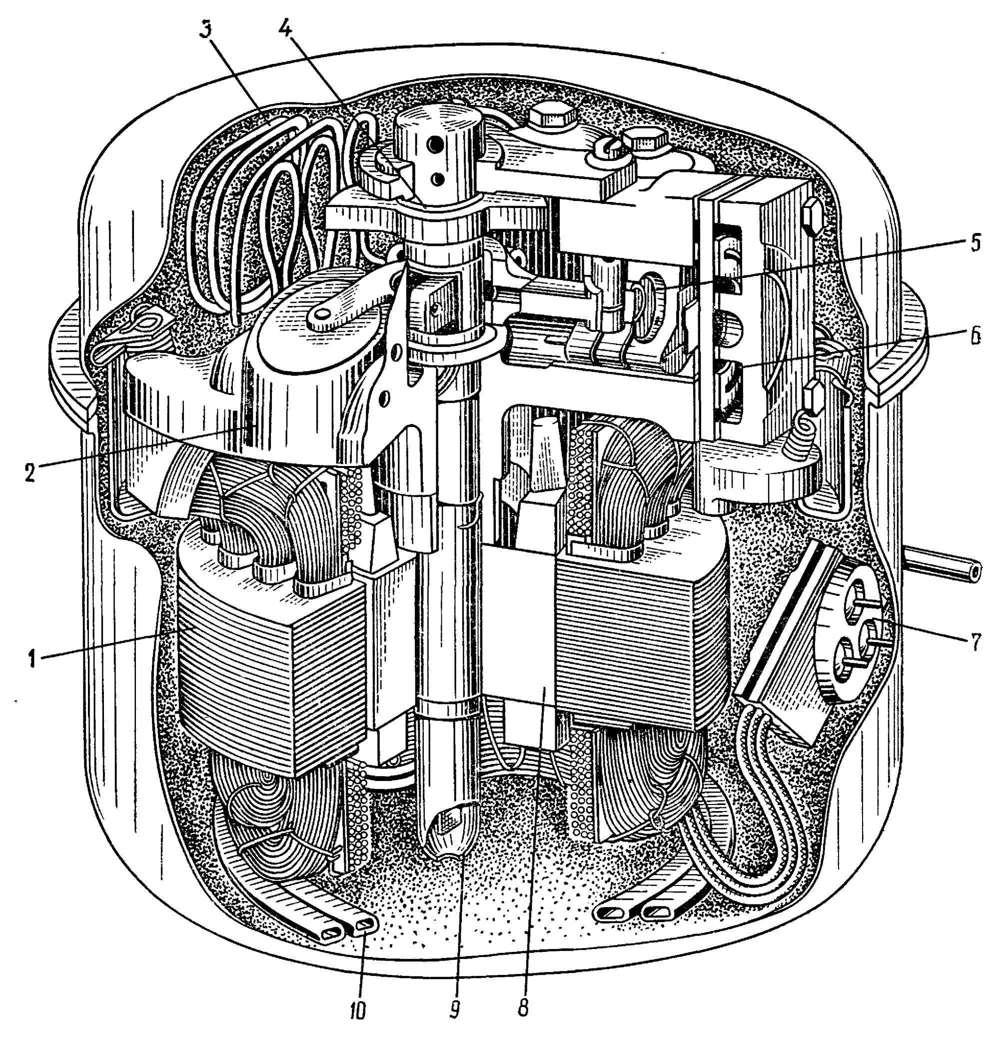


Рис. 48. Компрессор АЕ фирмы «Текумсе».

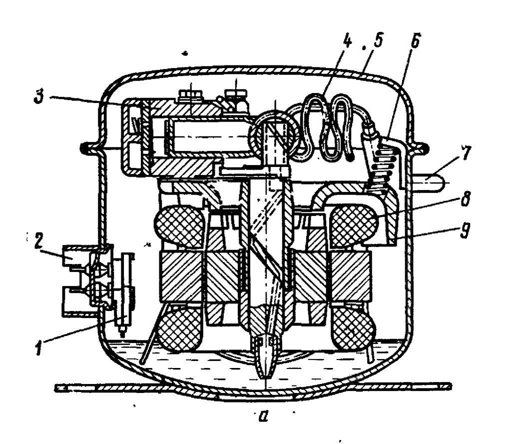
глушители (камерный *2* и трубчатый *3*). Проходные контакты *7* расположены в нижней части кожуха.

В низкотемпературных моделях мощностью $^1/_6$ и $^1/_5$ л. с. предусмотрен трубчатый охладитель масла *10* (в нижней части кожуха), соединенный с конденсатором.

Холодильный агент — фреон-12. Холодопроизводительность компрессоров низкого давления от 120 до 250 Вт, высокого давления — от 450 до 900 Вт.

Диаметр цилиндров от 20,8 до 25,4 мм; ход поршня от 9,2 до 14,9 мм, частота вращения 60 $с^{-1}$. Номинальная мощность от $^1/_{20}$ до $^1/_5$ л. с. Масса от 7,3 до 8,9 кг. Кожух овальный (длина 197 мм, ширина 153 мм) со скошенным верхом.

Наряду с одноцилиндровыми компрессорами, описанными выше, в агрегатах для торгового оборудования применяют также двухцилиндровые, предназначенные в основном для кондиционеров.



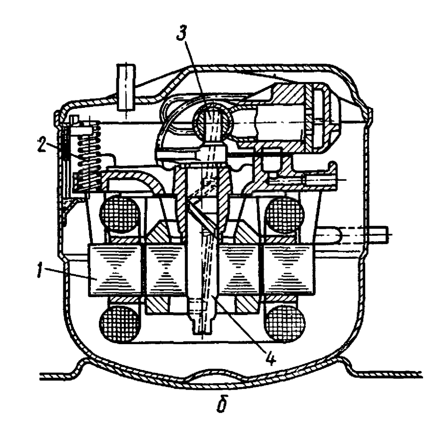


Рис. 49. Компрессоры бытовых холодильников:
а — PW фирмы «Данфосс»; *б* — завода ДКК.

Крупнейшие фирмы Западной Европы, изготовляющие герметичные компрессоры, работают по лицензии фирмы «Текумсе» — это фирмы «Престколд» (ранее «Стерн», Англия), «Юните Герметик» (Франция), «Аспера Фриго» (Италия) и др. В отличие от американских образцов (см. рис. 48) многие модели предназначены для работы в более узком диапазоне температур кипения (например, от —12 до +4,4° С).

Компрессор PW фирмы «Данфосс» (рис. 49,*а*) одноцилиндровый, с кривошипно-кулисным механизмом. Корпус компрессора *9* соединен болтами с цилиндром и статором *8*.

При создании этой конструкции большое внимание было уделено снижению уровня шума. Для этого камерный глушитель (на рисунке не показан) соединен с патрубком *7* трубчатым глушителем *4* из элементов, изогнутых в форме лиры (в дальнейшем это было принято во многих конструкциях малых компрессоров других форм). Виброизолятор *6* пружинный. Электродвигатель расположен внизу, поэтому вибрации от цилиндра *3* передаются только через газовую среду и вибрации кожуха *5* компрессора уменьшаются. Однако охлаждение двигателя несколько ухудшается.

Выводные концы от двигателя присоединяются к проходным контактам *2* с помощью съемного клеммника *1*. Диапазон температур кипения от —25 до —5° С, номинальная температура конденсации 55° С.

Технические характеристики компрессоров PW при t_0 = —15° С, $t_к$ = = 30° С приведены в табл. 13.

Габаритные размеры в плане у всех моделей 208 × 177 мм, высота от 172 до 210 мм. Все среднетемпературные модели предназначены для машин

Таблица 13

Технические характеристики	Объем цилиндра, см³						
	3	3,5	4,5	5,5	7,5	9	11
Диаметр цилиндра, мм	21	21	21	21	30	30	30
Ход поршня, мм	8,5	10	12,5	16	10	12,5	16
Номинальная мощность, л. с.	1/12	1/10	1/8	1/6	1/5	1/4	1/3
Холодопроизводительность, Вт	115	140	180	230	290	360	440

с капиллярной трубкой, и их двигатели имеют низкий пусковой момент. В компрессоры высокого давления (с номинальной температурой кипения 0° С) встроены двигатели большей мощности.

В последние годы фирма «Данфосс» начала выпуск новых герметичных компрессоров типов FR (с объемом цилиндров 7,5; 8,5; 10 см³) и R (10, 12 и 15 см³). Конструкция механизма движения и встроенного электродвигателя в них изменены. Изготовляют модификации с змеевиками для охлаждения масла. Предусмотрены также дополнительная циркуляция масла, улучшающая передачу тепла от двигателя к кожуху, и защитное реле, встроенное в обмотку двигателя.

Фирма «Кельвинейтор» (г. Детройт, США) изготовляет герметичные компрессоры для домашних холодильников и торгового холодильного оборудования. Компрессоры с двигателями мощностью от $^1/_5$ и до $^1/_3$ л. с. — с одним цилиндром диаметром 27,0; 32,9; 38,1 мм, в дискообразном кожухе. Частота вращения 30 $с^{-1}$. Компрессоры с двигателем мощностью $^1/_2$ л. с. с двумя цилиндрами диаметром 27,0 или 31,7 мм, в вертикальном цилиндрическом кожухе, верхняя часть которого имеет горизонтальные ребра. Ход поршня всех моделей компрессора 23,4 мм.

Завод ДКК (ГДР) выпускает герметичные компрессоры пяти основных типов. Синхронная частота вращения 50 $с^{-1}$. Компрессоры (рис. 49,*б*) одноцилиндровые с вертикальным валом *4* и расположенным внизу встроенным электродвигателем *1*. Механизм движения *3* кривошипно-кулисный, виброизоляторы *2* пружинные, всасывающий и нагнетательный глушители двухкамерные.

Номинальная мощность встроенных электродвигателей 63, 90, 145, 200, 320 и 400 Вт, напряжение и частота тока 220 В, 50 Гц, кроме того, 110 В, 60 Гц. Диапазон температур кипения большей части моделей от —5 до —35° С (некоторых моделей до —25° С) или от +5 до —15° С; окружающего воздуха от 10 до 35° С (в агрегатах с принудительным движением воздуха до 45° С).

Градация компрессоров представляет собой в основном ряд предпочтительных чисел со знаменателем прогрессии, равным 1,6. Характеристики герметичных компрессоров ГДР приведены в табл. 14.

Таблица 14

Характеристики	Компрессоры завода ДКК				
	К 0,52	К 0,63	К 1,0	К 1,6	К 2,5
Номинальная холодопроизводительность					
Вт	115	140	230	325	525
ккал/ч	100	120	200	280	450
Диаметр, мм	18	18	23	28	28
Ход поршня, мм	12	15	16	16	24
Описанный объем, м³/ч	0,52	0,65	1,1	1,6	2,5
Номинальная мощность*, Вт	63/90	90/125	125/200	200/320	320/400
Наибольший диаметр кожуха, мм	168	168/193	193	193/217	217
Высота*, мм	147/156	156/198	198	198/212	212
Масса, кг	6,6—7,3	7,3—10,55	10,55—12,2	12,2—16,0	16,0—17,0

* В числителе приведены значения, соответствующие более низким в знаменателе — высоким температурам кипения.

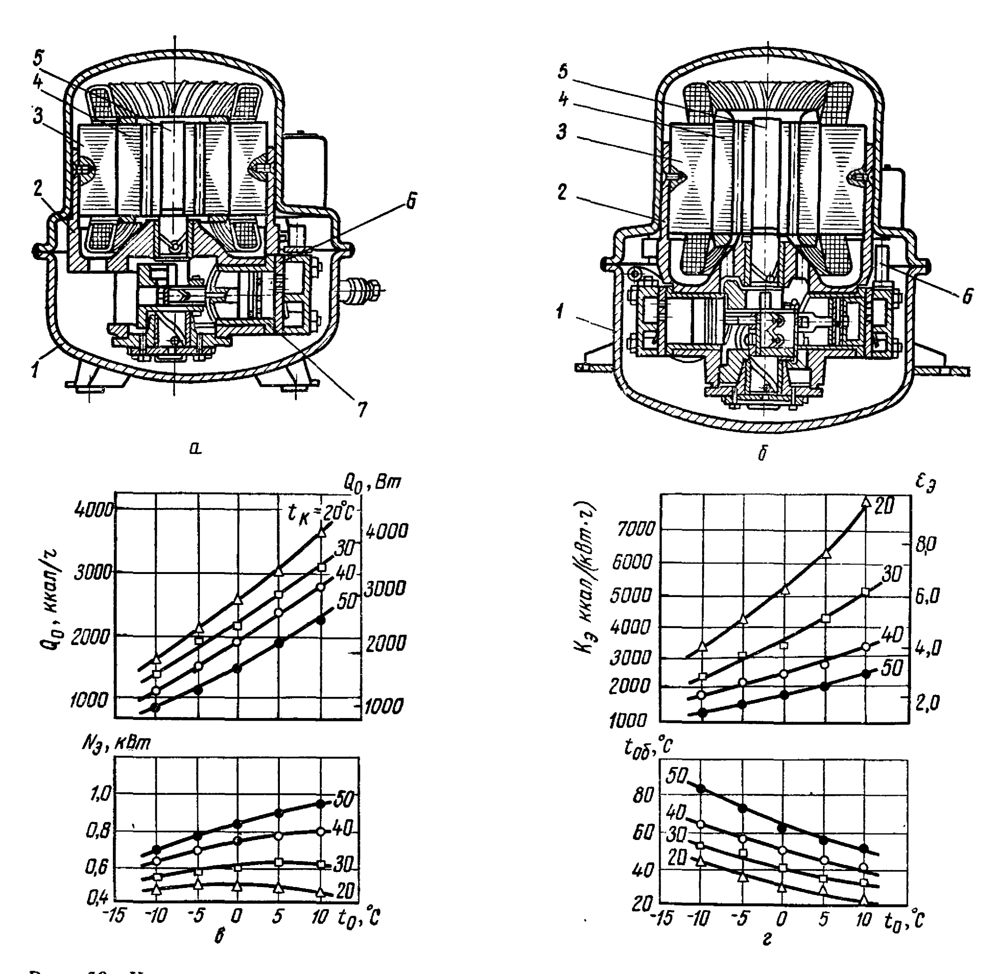


Рис. 50. Компрессоры судовых кондиционеров:

а — ФГП-2,2; *б* — ФГП-14; *в*, *г* — технические характеристики ФГП-2,2: *в* — холодопроизводительность, потребляемая мощность; *г* — холодильный коэффициент, температура обмотки.

На базе основных пяти моделей изготовляют выше 40 модификаций. Холодильный агент — фреон-12.

В последнее время технология изготовления компрессоров стала более стабильной, точность деталей — выше. Это позволило сократить количество групп селекции с пяти до двух и уменьшило механические потери.

Компрессоры для кондиционеров

Герметичные компрессоры применяют в автономных кондиционерах — судовых и общего назначения. *Компрессоры для судовых кондиционеров* [41, 42, 103] представлены на рис. 50. Ряд состоит из четырех моделей холодопроизводительностью от 2560 до 16 300 Вт при температуре кипения 5° С, конденсации 40° С, всасывания 20° С и переохлаждения 35° С. Синхронная частота вращения 25 с$^{-1}$. Холодильный агент — фреон-22.

Компрессор ФГП-2,2 холодопроизводительностью 2560 Вт (2200 ккал/ч)— одноцилиндровый с эксцентриковым валом (рис. 50,*а*). Диаметр цилиндра 42 мм, ход поршня 26 мм. Клапаны упругие консольные. Чугунная втулка 7

цилиндра запрессована в корпус *2* из алюминиевого сплава. Статор *3* закреплен в выточке корпуса, который запрессован в верхнюю половину стального кожуха *1*. Всасываемый пар проходит между статором *3* и ротором *4* во всасывающую трубку *6*, интенсивно охлаждая обмотку. Эксцентриковый вал *5* служит также масляным насосом. На торцах шатунной шейки вала установлены противовесы. Поршневой палец запрессован в верхней головке шатуна и свободно поворачивается в бобышках поршня. Втулки подшипников вала изготовляют из бронзы ОЦС-5-5-5, поршень из стали 45. Для снижения уровня шума предусмотрены всасывающий и нагнетательный глушители. Технические характеристики компрессора представлены на рис. 50, *в*, *г*.

Компрессор ФГП-4,5 номинальной холодопроизводительностью 5250 Вт (4500 ккал/ч) — двухцилиндровый. Расположение цилиндров оппозитное (под углом 180°). На шатунную шейку эксцентрикового вала надето два шатуна.

Компрессор ФГП-9 холодопроизводительностью 10500 Вт (9000 ккал/ч)— четырехцилиндровый с крестообразным расположением цилиндров. Для уменьшения длины эксцентриковой шейки здесь применены вильчатые шатуны.

Во всех трех моделях диаметр цилиндра и ход поршня одинаковы (42 и 26 мм), поэтому поршни, клапаны, клапанные доски также одинаковы.

Компрессор ФГП-14 холодопроизводительностью 16300Вт (14000 ккал/ч)— четырехцилиндровый, диаметр цилиндра 50 мм, ход поршня 30 мм (рис. 50,*б*). Расположение цилиндров и конструкция шатунов такие же, как в компрессоре ФГП-9. Во всех моделях используется смазочное масло ХФ-12-18. Некоторые технические характеристики компрессоров ФГП приведены в табл. 15 (холодопроизводительность указана без округления).

Таблица 15

Характеристики	Компрессоры			
	ФГП-2,2	ФГП-4,5	ФГП-9	ФГП-14
Номинальная холодопроизводительность				
Вт	2640	5070	9880	16400
ккал/ч	2270	4360	8500	14100
Номинальная потребляемая мощность, кВт	0,80	1,45	2,74	4,76
Холодильный коэффициент $\varepsilon_{э.\ ном}$	3,31	3,50	3,60	3,45
Масса (без масла), кг	27	32	50	62
Габаритные размеры, мм				
длина	248	278	298	318
ширина	248	278	298	318
высота	273	308	360	398
Удельная металлоемкость, кг/кВт	10,5	6,3	5,1	3,8
Удельный габаритный объем, $дм^3$/кВт	64	47	33	25

При разработке компрессоров возникли трудности, связанные с тем, что температура обмотки двигателей превышала 105° С. Для снижения температуры обмотки Л. Г. Мельниченко с сотрудниками были испытаны несколько способов охлаждения двигателя [57].

В исходной конструкции компрессора между статором и кожухом был зазор. Испытания вариантов компрессора с подачей всасываемого пара в канал между ротором и статором с помощью специальной перегородки

показали, что температура обмотки в наиболее горячем месте (нижние лобовые части) не превышала 104° С, тогда как температура масла повысилась на 110° С, Во всех опытах средняя температура обмотки была на 8—15° С ниже, чем температура нижних лобовых частей ее.

В компрессоре со статором, запрессованным в кожух, вследствие дополнительной теплоотдачи в окружающую среду, температура нижних лобовых частей обмотки снизилась до 93° С. После того как нагнетательный глушитель был поднят над уровнем масла, теплоотдача от сжатого пара уменьшилась и нижние лобовые части охладились до 86° С, а масло до 98° С. При этом подогрев фреона перед всасывающей трубкой увеличился за счет отвода тепла от двигателя, поэтому тепловые и энергетические показатели компрессора снизились на 5—7%. На основе проведенных опытов была выбрана конструкция с запрессованным в кожух статором и поднятым над уровнем масла нагнетательным глушителем.

Во всех компрессорах использованы трехфазные электродвигатели напряжением 220 или 380 В при частоте тока 50 Гц. Характеристики двигателей представлены в табл. 16.

Таблица 16

Характеристика	Встроенные электродвигатели компрессоров			
	ФГП-2,2	ФГП-4,5	ФГП-9	ФГП-14
Номинальная мощность, кВт	0,6	1,1	2,2	4,0
Размеры статора, мм				
диаметр	162	162	182	210
высота	75	84	100	115
Номинальный к. п. д.	0,79	0,81	0,82	0,84
Номинальный коэффициент мощности	0,81	0,83	0,80	0,82
Отношение пускового момента к номинальному	3,5	2,3	2,3	2,2
Отношение максимального момента к номинальному	3,0	2,3	2,3	2,3

При проверке компрессоров на работоспособность (t_0 = 10° С, $t_к$ = = 60° С) мощность превышала номинальную на 35—40%. Было выявлено, что для высокотемпературных компрессоров в отличие от среднетемпературных не требуется повышенных пускового и максимального вращающих моментов электродвигателя.

Для судовых кондиционеров был разработан высокооборотный компрессор ФГВ-14 номинальной холодопроизводительностью 17 000 Вт (14 600 ккал/ч) при t_0 = 5° С и $t_к$ = 40° С с синхронной частотой вращения 67 $с^{-1}$ (4000 об/мин).

Компрессор двухцилиндровый, диаметр цилиндра 50 мм, ход поршня 24 мм. По сравнению с компрессором ФГП-14 число цилиндров сокращено в 2 раза, уменьшен ход поршня, масса снижена до 56 кг (на 10%). Расположение цилиндров угловое. В корпус компрессора, отлитый из алюминиевого сплава, запрессованы втулки цилиндров (из антифрикционного чугуна) и бронзовые втулки подшипников. Корпус установлен в кожухе на конических пружинных виброизоляторах. Это, как показали испытания, снизило уровень вибраций компрессора (по сравнению с жестким креплением) на 8—10 дБ.

Вал эксцентриковый; на одной шатунной шейке установлены два шатуна, а в нижней части вала — центробежный насос. Для уменьшения уноса масла и предотвращения гидравлического удара на верхнем торце вала рас-

положена крыльчатка, отбрасывающая капли жидкости из всасывающего пара.

Над электродвигателем установлен всасывающий глушитель. Клапаны кольцевые с ходом 1 мм.

Для определения наилучшего места подачи всасываемого пара в кожух были проведены опыты, в процессе которых меняли расположение всасывающего патрубка. Оказалось, что при подаче пара в верхнюю часть кожуха температура обмотки была ниже 62° С, но масло нагревалось до 112° С; при подаче холодного пара в нижнюю часть кожуха масло охлаждалось до 90° С, но температура обмотки превышала 100° С. Было выбрано среднее расположение патрубка. Потребляемая мощность увеличилась (по сравнению с компрессором ФГП-14) до 6,1 кВт и холодильный коэффициент снизился до 2,8, в основном в связи с ростом механических потерь.

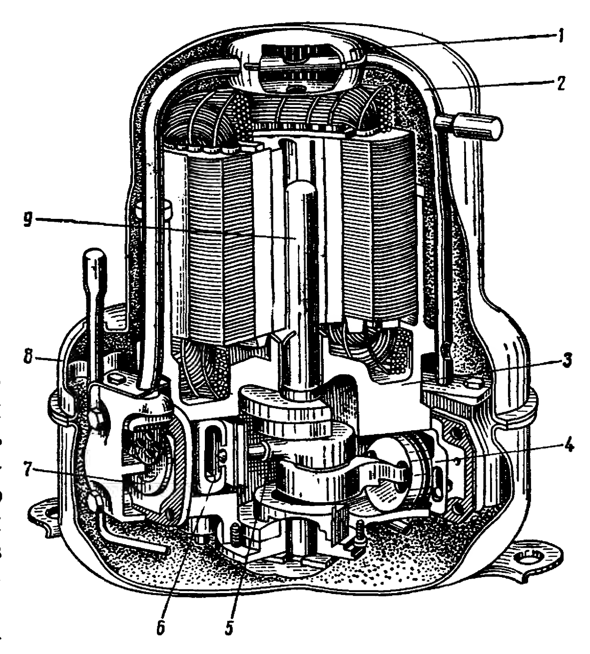


Рис. 51. Компрессор В фирмы «Текумсе»

Компрессор автономного кондиционера «Азербайджан-4» имеет частоту вращения 25 $с^{-1}$, номинальную холодопроизводительность 2100 Вт (1800 ккал/ч).

Компрессор КВА одноцилиндровый, диаметр цилиндра 42 мм, ход поршня 26 мм. Механизм движения эксцентриковый, часовой объем, описанный поршнем, 3,2 $м^3$.

Электродвигатель однофазный, номинальной мощностью 0,9 кВт. Холодильный агент — фреон-22. Масса компрессора 27 кг. Габаритные размеры 312×300×306 мм.

Компрессор общего назначения ПГ10 наибольший в опытной партии (синхронная частота вращения 50 $с^{-1}$), которую изготовило Одесское объединение «Холодмаш». Номинальная холодопроизводительность 11 600 Вт (10 000 ккал/ч) при t_0 = —15° С, $t_к$ =30° С. Холодильный агент—фреон-22. Компрессор четырехцилиндровый, диаметр цилиндра 42 мм, ход поршня 30 мм, номинальная потребляемая мощность 4,9 кВт. Масса 70 кг. Габаритные размеры 345×345×480 мм.

Компрессор предназначен также для работы на фреонах-12 и -502.

Компрессоры фирмы «Текумсе» [175] изготовляют для работы на фреонах-12 и -22.

Компрессор типа В (рис. 51) с частотой вращения 30 (или 25) $с^{-1}$, двухцилиндровый, расположение цилиндров *3* — оппозитное, шатуны *5* с поршнями *6* установлены на эксцентриковом валу *9*. Всасывающие клапаны *4* — упругие с двумя отверстиями в седле, нагнетательные клапаны *7* имеют одну рабочую пластину толщиной 0,20 мм и буферные толщиной 0,37 и 0,30 мм. Кожух *8* установлен на трех наружных виброизоляторах. Всасывающий глушитель *1* (одновременно отделитель жидкости) соединен с крышками цилиндров двумя симметричными трубками *2*.

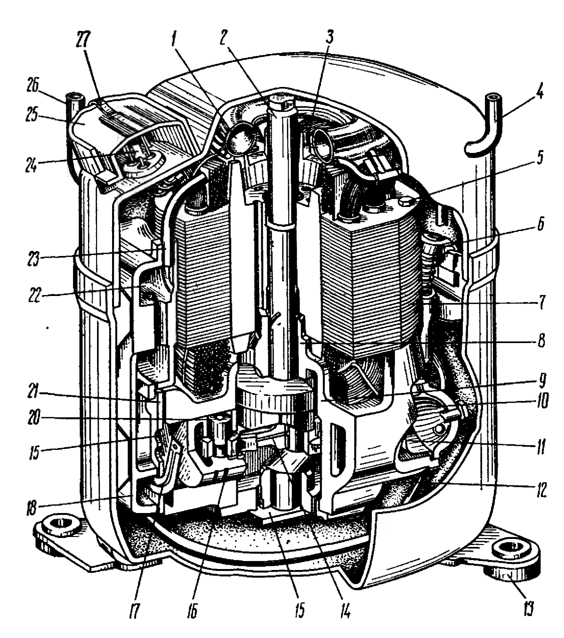


Рис. 52. Компрессор AJ фирмы «Текумсе»

Холодильные агенты — фреоны-12 и -22. Холодопроизводительность от 2000 до 8000 Вт (в среднетемпературном режиме работы от1200 до 2000 Вт). Диаметр цилиндров от 33,3 до 41,3 мм, ход поршня от 20,6 до 28,6 мм.

Компрессор типа F, четырехцилиндровый, имеет круглый кожух диаметром 340 мм. Цилиндры попарно объединены в блоки, расположенные оппозитно. Вал с двумя эксцентриками, взаимно смещенными на 90°. Каждый эксцентрик приводит в движение по два шатуна. Амортизаторы наружные. Холодильные агенты — фреоны-12 и -22. Холодопроизводительность от 12 до 20 кВт. Диаметр цилиндров 43,3 мм, ход поршня 36,5 мм. Частота вращения 30 $с^{-1}$. Номинальная мощность двигателя от 3 до 5 л. с. Новые типы компрессоров с частотой вращения 60 $с^{-1}$ работают на фреоне-22.

Компрессоры типа AJ (рис. 52) — одноцилиндровые, холодопроизводительностью от 2000 до 6300 Вт. Литой корпус *9* объединяет цилиндр, верхний подшипник *8* и нагнетательный глушитель *10*. К верхней части корпуса прикреплен болтами *5* статор *7*, к нижней — нижняя опора вала *2* и упорный подшипник *15*.

Корпус *9* укреплен в кожухе на пружинных амортизаторах *6*. Шатун *14* с разъемной нижней головкой соединен с поршнем *16* пальцем *20*, фиксированным с помощью штифта.

Всасывающий патрубок *26* сдвинут в направлении вращения ротора относительно всасывающих трубок *23*. Заодно с ротором отлита крыльчатка *3*. Из трубок *23* пар входит во всасывающий глушитель *22*. Нагнетательный клапан *17* и всасывающий *19* установлены на клапанной плите *21*. Крышка цилиндра *18* одновременно служит крышкой глушителя *22*. Сжатый пар проходит по нагнетательной трубке *12* в глушитель *10* с перегородкой *11* и выходит в нагнетательный патрубок *26*. Резонатор *1* служит для уменьшения шума. Проходные контакты и температурно-токовое реле *24* закрыты общей крышкой *25*, прижатой к корпусу плоской пружиной *27*. Кожух ступенчатой формы установлен на трех или четырех лапах (по выбору заказчика) с наружными резиновыми виброизоляторами *13*. Комбинированное использование внутренних и наружных виброизоляторов значительно снижает шум и вибрации. В верхнюю часть кожуха вварен технологический патрубок *4*. Диаметр цилиндров от 30,2 до 41,3 мм, ход поршня от 15,9 до 23,8 мм. Все компрессоры (11 моделей) имеют одинаковый в плане овальный кожух длиной 219 мм и шириной 165 мм. Высота кожуха от 251 до 270 мм. Масса от 17,4 до 21,9 кг.

Компрессоры AU по конструкции близки к компрессорам AJ, а по форме кожуха и внутренних амортизаторов — к дискообразным компрессорам типа P, описанным выше. Таким образом, фирма «Текумсе» изготовляет од-

нотипные компрессоры с двумя вариантами кожухов — обычным (типы Т, АТ, AJ) и «сплюснутым» (типы Р, АР, AU).

Компрессоры типа АН — двухцилиндровые, холодопроизводительностью от 6600 до 10 500 Вт (рис. 53) имеют рядное расположение цилиндров. Всасываемый пар из коллектора *1* проходит по трубке *2* во всасывающий глушитель *10* в корпусе компрессора *11*, после этого — во второй всасывающий глушитель, расположенный на крышке цилиндров *8*. Конструкция всасывающего и нагнетательного клапанов такая же, как и в компрессорах типа AJ. Из нагнетательного глушителя *4* сжатый пар проходит по нагнетательной компенсационной петле *3* в патрубок *6* кожуха *9*. Так же как и в компрессорах AJ, применены внутренние пружинные *5* и наружные резиновые *7* амортизаторы.

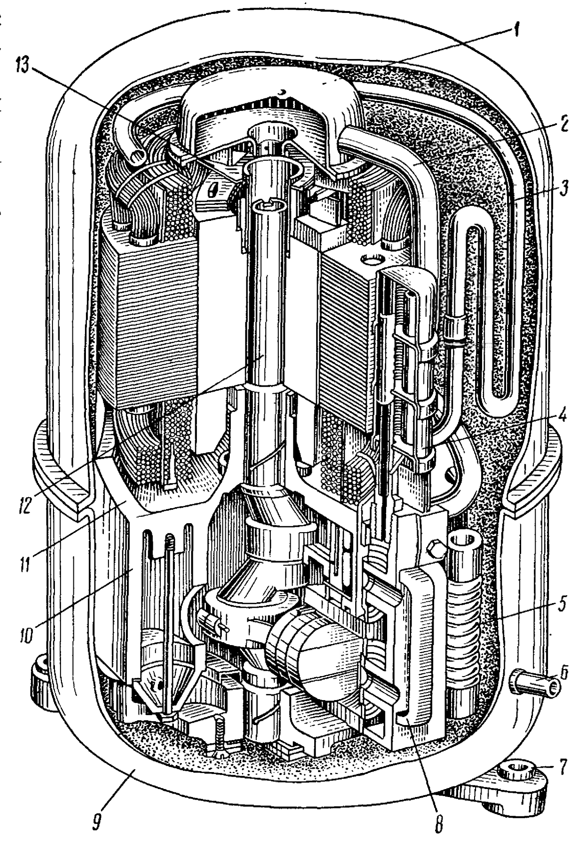


Рис. 53. Компрессор АН фирмы «Текумсе»

В большинстве моделей АН применены температурные реле, непосредственно встроенные в обмотку электродвигателя. Для предотвращения гидравлических ударов служит центрифуга *13*, насаженная на конец вала *12*. Капли жидкости через пазы стекают в кожух *9*, не попадая во всасывающую трубку *2*. Улучшение защиты от гидравлических ударов позволило повысить зарядку кондиционеров с этим компрессором с 4,5 до 6,8 кг фреона-22.

Компрессоры типа CL (рис. 54) — двухцилиндровые, холодопроизводительностью от 10 500 до 21 000 Вт. Масса новых компрессоров на 35—40%, а описанный объем на 40—45% меньше, чем четырехцилиндровых компрессоров типа F равной производительности.

Многие узлы компрессоров CL и АН близки по конструкции. Для защиты от гидравлического удара установлена центрифуга *1*, для защиты обмотки—встроенные реле температуры *13*. Расположение цилиндров *4* рядное. Пар по всасывающей трубке *2* поступает в глушитель *3*. Всасывающие клапаны *5* и нагнетательные клапаны *7* — кольцевые. Крышка цилиндра *6* соединена трубкой *8* с нагнетательным патрубком, расположенным в нижней части кожуха.

Корпус компрессора *10*, в который на большую глубину запрессован пакет статора *11*, установлен на внутренних пружинных амортизаторах *9* и *12*; использованы и наружные резиновые амортизаторы. Диаметр цилиндров от 44,4 до 52,4 мм. Ход поршня от 19 до 27 мм. Номинальная мощность двигателя от $2^1/_2$ до 5 л. с. Все компрессоры (пять моделей) имеют овальный кожух длиной 267 мм и шириной 227 мм. Габаритные размеры компрессора:

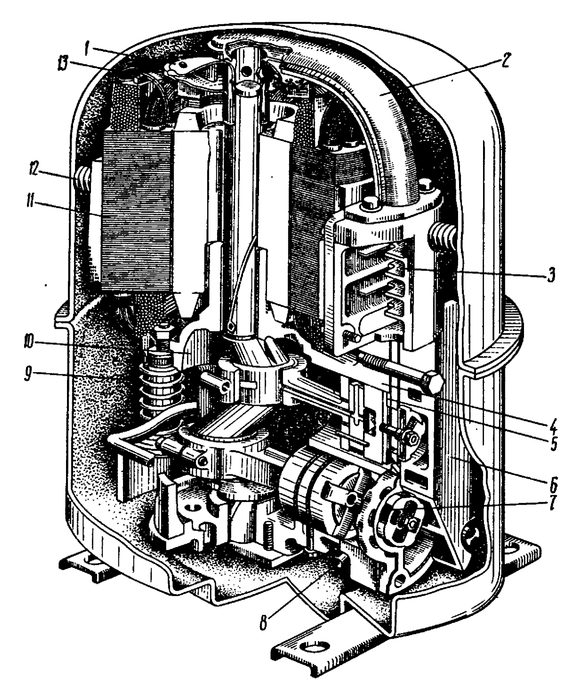


Рис. 54. Компрессор CL фирмы «Текумсе»

длина 300 мм, ширина 250 мм, высота от 392 до 435 мм. Масса от 41,7 до 47,7 кг.

Компрессоры фирмы «Бендикс-Вестингауз» (США), изготовлявшиеся ранее имели синхронную частоту вращения 30 $с^{-1}$ (1800 об/мин) и двигатели мощностью до 4 л. с. В настоящее время фирма изготовляет также компрессоры мощностью от 1 до 5 л. с., одно-, двух- и четырехцилиндровые с частотой вращения 60 $с^{-1}$.

Диаметр цилиндров от 28,6 до 42,4 мм, ход поршня от 16,6 до 32 мм. Компрессор с вертикальным эксцентриковым валом размещен в обжатом кожухе; встроенный электродвигатель охлаждается всасываемым паром, проходящим по каналу между статором и ротором.

Компрессоры «Эйртемп» фирмы «Крайслер» (США) принадлежат к числу наиболее крупных герметичных компрессоров в мире. Корпус, кожух, поршни и шатуны компрессора изготовлены из алюминиевого сплава. Внутренние виброизоляторы пружинные, а наружные резиновые. В картер встроен нагреватель масла, в обмотку двигателя — защитное реле.

Синхронная частота вращения 60 $с^{-1}$.

Характеристики компрессоров приведены в табл. 17.

Две меньшие модели размещены в вертикальном кожухе диаметром 352 и высотой 465 мм, три большие — в горизонтальном кожухе диаметром 365 и длиной 725 мм. В последних моделях возможно регулирование холодопроизводительности.

Таблица 17

Холодопроизводительность[1]		Характеристики герметичных компрессоров фирмы «Крайслер»					
кВт	ккал/ч	потребляемая мощность,[1] кВт	число цилиндров	диаметр D, мм	ход поршня S, мм	описанный объем $V_п$, м³/ч	Масса, кг
14,0	12000	5,7	2	47,6	30,2	18,7	59
21,6	18500	9,6	2	47,6	45,3	28,1	68
30,4	26100	12,4	4	47,6	33,2	41,1	98
43,6	37500	18,6	4	47,6	45,7	56,7	106
57,0	49000	26,9	4	47,6	63,4	78,5	113

[1] Холодопроизводительность и потребляемая мощность указаны при температуре кипения 7,2°С, конденсации 54,4°С, всасывания 18,4°С и переохлаждении, равном нулю.

Для уменьшения шума кожух внутри облицован тонким листом. *Компрессор фирмы «Леннокс» (США)* четырехцилиндровый со своеобразной системой глушителей и виброизоляторов (рис. 55). Корпус *1* компрессора с верхней втулкой для крепления статора *2* плотно вставлен в тонкостенную цилиндрическую чашу *9* (уплотнение обеспечивается кольцами *10*). Верхний фланец *7* этой чаши прикреплен к комбинированным виброизоляторам *6* на фланце *8*, который приварен к кожуху. Крышки *12* цилиндров прижаты к клапанным доскам плоскими пружинами; для их уплотнения служат кольца *11*.

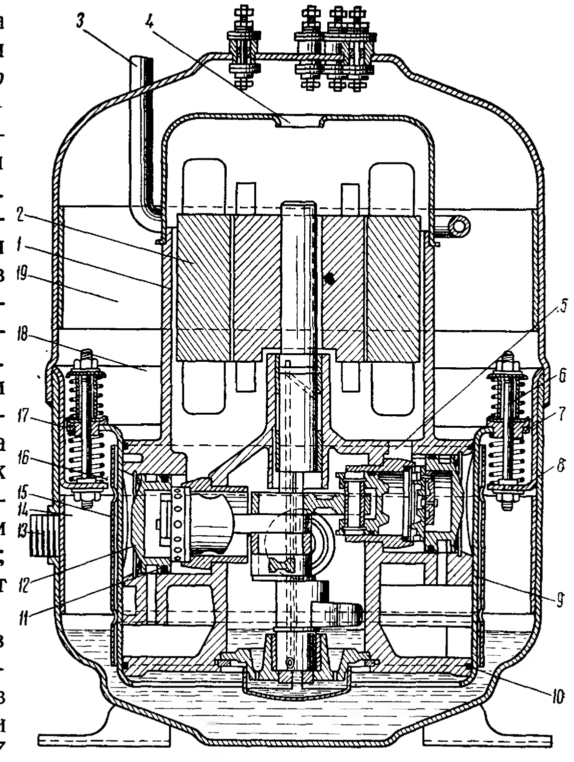


Рис. 55. Многоцилиндровый компрессор с внутренним кожухом

Всасываемый пар через штуцер *13* входит в кольцевую камеру *14*, проходит в камеру *16* между фланцами *7* и *8* и далее по каналу *17* поступает в верхнюю часть кожуха. Отсюда пар через вход *4* направляется к двигателю, охлаждает его и по каналам *5* поступает к цилиндрам. Сжатый пар подается в полость под цилиндрами, откуда по трубке *3* поступает в нагнетательный трубопровод. Стенки чаши *9* снаружи покрыты теплоизолирующим экраном *15* для уменьшения внутреннего теплообмена. Кольца *18* и *19* снижают вибрации кожуха.

Особенности технологии изготовления

Требования к точности обработки и очистке деталей герметичных компрессоров очень высоки (см. главы V и XIV).

Зазоры между трущимися деталями должны находиться в строго определенных пределах. Для точного соблюдения зазоров применяют селективную сборку: в пределах допуска детали разделяют на группы и при сборке компонуют с парными деталями соответствующей группы. В качестве примера укажем число групп селекции и величины зазоров (по диаметру) деталей компрессоров ХЗХМ (табл. 18).

Современные заводы герметичных компрессоров — предприятия, оборудованные автоматическими станочными линиями с устройствами активного контроля, которые перемещают инструмент, поддерживая допуск в весьма узких пределах. На других заводах принято более простое решение — в случае предельного значения допуска включается сигнал и наладчик, обслуживающий целую станочную линию, изменяет настройку. И то и другое решение позволяют сократить число групп селекции до одной-двух, снизить трудоемкость изготовления компрессоров бытовых холодильников до 1 ч, герметичных компрессоров для торгового оборудования — до 2—3 ч. Соответственно снижается себестоимость.

Таблица 18

Диаметр, мм	Деталь	Допуски, мм	Деталь	Допуски, мм	Число групп	Зазоры, мм	
						от	до
36	Поршень	+0,006 —0,018	Цилиндр	+0,020 —0,004	6	0,018	0,010
36	Вал	+0,006 —0;018	Шатун	+0,020 —0,004	6	0,018	0,010
24	Вал	+0,006 —0,018	Корпус	+0,023	4	0,024	0,012
12	Палец	+0,008 —0,024	Шатун	—0,004 —0,012	4	0,016	0,008
12	Палец	—0,008 —0,012	Поршень	—0,008 —0,024	4	—0,006	0,004

Но первоначальные затраты на сооружение таких заводов весьма велики и обычно считаются оправданными при объеме производства не менее 200 000 шт. в год.

Переход к производству высокооборотных компрессоров требует дальнейшего повышения уровня технологии [200].

БЕССАЛЬНИКОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Компрессоры типов ФВБС, ФУБС и ФУУБС по ГОСТ 6492—68 номинальной холодопроизводительностью от 4650 до 29 100 Вт (от 4000 до 25 000 ккал/ч) изготовляет Мелитопольский завод холодильного машиностроения (МЗХМ) [85, 128].

Компрессоры (рис. 56) унифицированы между собой и с открытыми компрессорами. Их изготовляют с вертикальными (двумя), У-образными (четырьмя) или веерообразными восемью) цилиндрами.

Холодильный агент — фреон-12 (t_0 = —30 ÷ +10° С; $t_к < 50$°С); возможна также работа на фреонах-22 (t_0 = —40 ÷ +5° С; $t_к < 40$°С) и фреон-142 (t_0 = —10 ÷ +20° С; $t_к$ < 85° С).

Каждую модель компрессора изготовляют в двух модификациях, с синхронной частотой вращения 16,7 и 25 $с^{-1}$ (1000 и 1500 об/мин).

Компрессоры 2ФВБС4 и 2ФВБС6 — вертикальные двухцилиндровые (см. рис. 56), номинальной холодопроизводительностью 4650 и 6980 Вт (4000 и 6000 ккал/ч) при t_0 = —15° С; $t_к$ = 30° С; $t_{км_1}$ = 15° С, t_u = 25° С и синхронной частоте вращения 16,7 и 25 $с^{-1}$. Диаметр цилиндров 67,5 мм, ход поршня 50 мм.

Коленчатый вал установлен на двухрядном шариковом и роликовом подшипниках и снабжен упорным подшипником. Стальные штампованные шатуны с разъемной нижней головкой и алюминиевые поршни диаметром 67,5 мм заимствованы у автомобиля «Москвич-401». Этим объясняется большой диаметр цилиндра и относительно большая длина шатуна. Поршень имеет два уплотнительных кольца и одно маслослизывающее.

Цилиндровый блок, картер и корпус электродвигателя выполнены в виде единой отливки. Сбоку картера размещена крышка для доступа к механизму движения; в торце корпуса — крышка для монтажа вала и двигателя. В блок-цилиндр запрессованы цилиндровые гильзы. На конце вала установлен диск, захватывающий масло, которое поступает в отверстия вала и далее, под действием центробежной силы, к шатунно-поршневой группе. Всасываемый пар проходит по каналу между ротором и статором во всасывающую

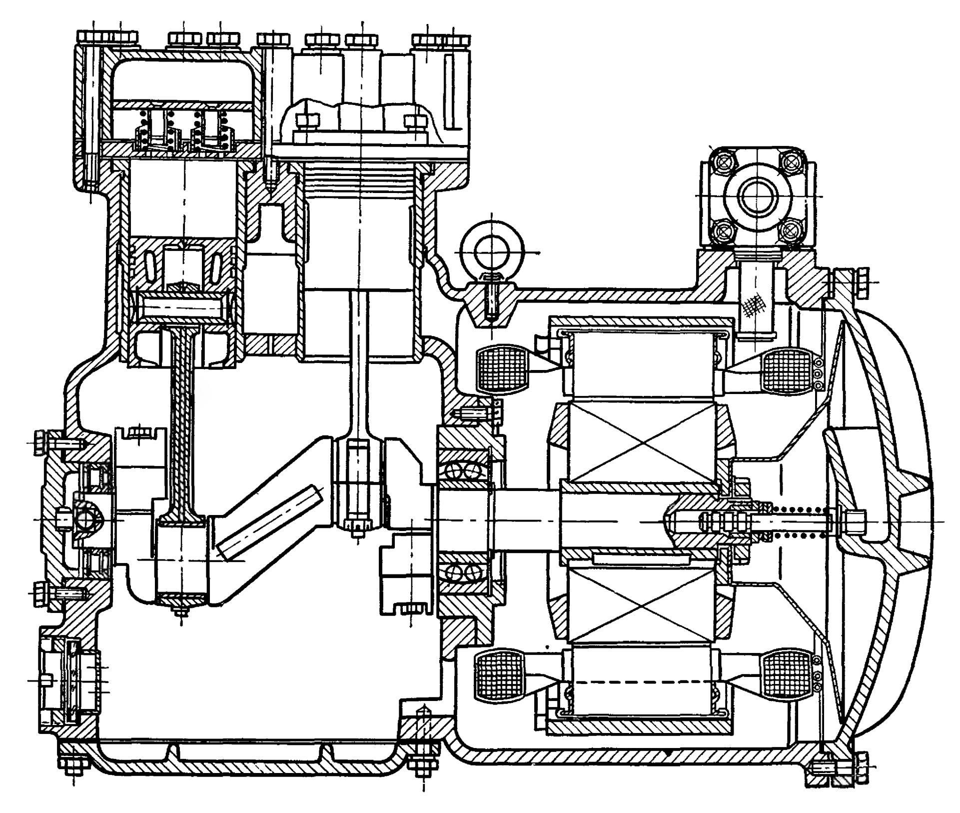


Рис. 56. Бессальниковый компрессор 2ФВБС6.

полость блока-цилиндра. Всасывающие клапаны упругие, полосовые, со свободными концами; нагнетательные клапаны жесткие дисковые, нагруженные цилиндрической пружиной. Клапанная доска и крышка цилиндра чугунные, уплотняющие прокладки паронитовые.

Компрессоры 2ФУБС9 и 2ФУБС12 — четырехцилиндровые, номинальной холодопроизводительностью 10 500 и 14 000 Вт (9000 и 12 000 ккал/ч); синхронная частота вращения 16,7 и 25 $с^{-1}$.

Компрессоры 2ФУУБС18 и 2ФУУБС25 имеют восемь цилиндров. Коленчатые валы двухопорные, с расположением четырех шатунов на одной шейке вала. В табл. 19 и на рис. 57 приведены некоторые технические характеристики бессальниковых компрессоров (нормативные показатели см. в главе V).

Таблица 19

Бессальниковые компрессоры МЗХМ	Номинальная холодопроизводительность		Частота вращения		Число цилиндров	Габаритные размеры, мм			Масса, кг
	Вт	ккал/ч	$с^{-1}$	об/мин		длина	ширина	высота	
2ФВБС4	5230	4500	16,7	1000	2	575	370	440	130
2ФВБС6	7210	6200	25	1500	2	575	370	440	130
2ФУБС9	10700	9200	16,7	1000	4	690	520	510	215
2ФУБС12	14000	12000	25	1500	4	690	520	510	215
2ФУУБС18	21000	18000	16,7	1000	8	850	610	555	348
2ФУУБС25	28000	24000	25	1500	8	850	610	555	353

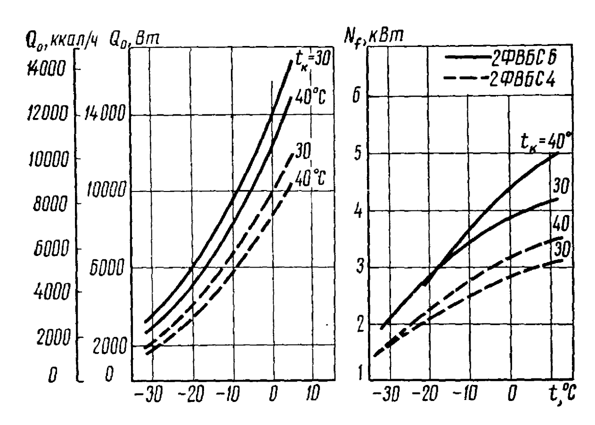


Рис. 57. Характеристики компрессоров 2ФВБС4 и 2ФВБС6.

Крупнейшие фирмы «Копелэнд» (США) и «Престколд» (Англия) изготовляют бессальниковые компрессоры, работающие на фреонах-12, -22 и 502 с частотой вращения 25 $с^{-1}$ (отметим, что у герметичных компрессоров этих фирм частота вращения 50 $с^{-1}$).

Компрессоры фирмы «Престколд» типа S (рис. 58) — двухцилиндровые холодопроизводительностью (при t_0 = = —15° С; $t_к$ = 30° С) при работе на фреоне-12 от 550 до 6000 Вт; на фреоне-22 от 800 до 5500 Вт; на фреоне-502 от 600 до 7000 Вт. Охлаждение электродвигателей воздушное, фреон всасывается непосредственно в цилиндры. Диаметры цилиндров D и ход поршня S приведены ниже.

Диаметр D, мм	30	33	35	36	40	48	47,5	51	55,5	62
Ход поршня S, мм . . .	19	19	19	19	29	29	43	43	43	43

Эксцентриковый вал и поршни чугунные, шатуны бронзовые. Для смазки на свободном конце вала установлен диск *2*, который увлекает масло из картера и подает его в резервуар *1*, откуда по сверлению в валу масло поступает к подшипникам. Для транспортных установок изготовляют модели с реверсивным масляным насосом.

Компрессоры типа R трехцилиндровые, с рядным расположением цилиндров и охлаждением двигателя всасываемым паром. Холодопроизводительность при работе на фреоне-12 (t_0 = —15° С; $t_к$ = 30° С) от 8500 до 13 000 Вт. Диаметры цилиндров 56 и 60 мм, ход поршня 51 мм. Смазка принудительная. Защита осуществляется с помощью встроенного в двигатель полупроводникового температурного реле. Во многих моделях требуется обязательное охлаждение двигателя вентилятором или водяным змеевиковым теплообменником [83].

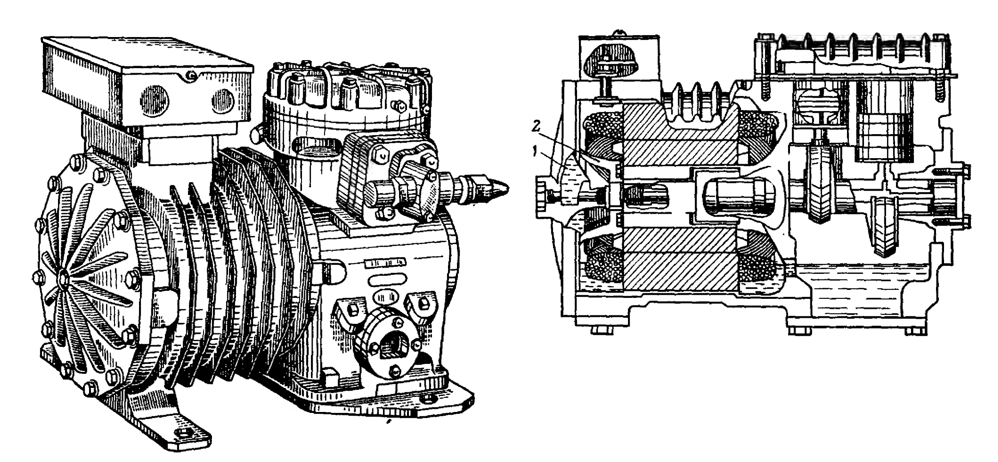


Рис. 58. Компрессор S фирмы «Престколд».

Таблица 20

Описанный объем $V_п$, м³/ч, малых бессальниковых компрессоров ГДР	Число цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Номинальная холодопроизводительность[1]	
				Вт	ккал/ч
10	2	35	32	2600	2200
14		40		3400	2900
20	3			5200	4500
28		45		6600	5700

[1] Холодильный агент — фреон-12; $t_0 = -15°C$; $t_к = 30°C$.

Завод в г. Шкойдиц (ГДР) изготовляет бессальниковые компрессоры малой холодопроизводительности с часовым объемом, описанным поршнями $V_п$ от 10 до 28 м³/ч и частотой вращения 50 $с^{-1}$ (табл. 20). Холодильные агенты — фреоны-12 и -22, а в низкотемпературных установках также фреоны-13 и -13В1. Число цилиндров — два или три; расположение их угловое или W-образное. Ротор встроенного электродвигателя расположен между двумя опорами, а кривошип — консольно. Шатуны изготовлены из алюминиевого антифрикционного сплава, без втулок; корпус также из алюминиевого сплава с пропиткой. Двигатель охлаждается всасываемым паром и (или) обдувается снаружи воздухом. Для каждой модели компрессора предусмотрено два двигателя: для области низких температур и работы на фреоне-12 — меньший, а для кондиционирования воздуха и работы на фреоне-22 или других холодильных агентах — более крупный. При этом больший двигатель каждого компрессора может быть использован как меньший двигатель следующей модели.

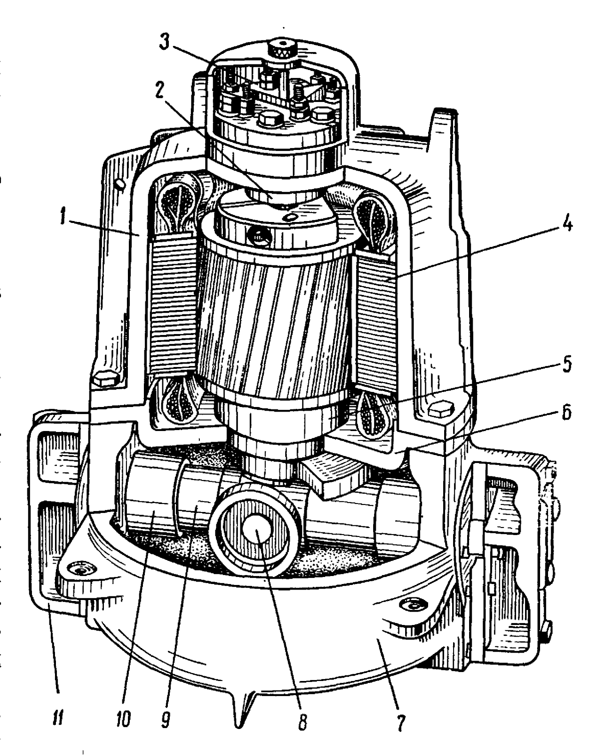


Рис. 59. Бессальниковый компрессор с кривошипно-кулисным механизмом.

Компрессор фирмы «Гельднер» (ФРГ) с вертикальным валом (рис. 59) двухцилиндровый с кривошипно-кулисным механизмом (в меньших моделях используется лишь один цилиндр). В верхней половине *1* разъемного литого кожуха расположены двигатель *4*, верхняя опора вала *2*, проходные контакты и клеммная сборка *3*. Корпус *6* с нижней шариковой опорой *5* вала

крепится к нижней половине кожуха *7* шпильками. В оппозитных цилиндрах *10* перемещается поршень двойного действия *9*, соединенный с кулисой, ползуном *8*. Крышки *11* цилиндров съемные.

* * *

К компрессорам, занимающим промежуточное положение между герметичными и бессальниковыми, принадлежат компрессоры в стальном разъемном кожухе с фланцами, например, компрессор ФГК-0,7 (см. рис. 41,*а*). Такие конструкции иногда изготовляют на первом этапе освоения герметичных компрессоров до полного внедрения технологии изготовления. В результате перехода к заваренному кожуху (см. рис. 44) уменьшились масса, габаритные размеры, стоимость изготовления компрессора, а также повысилась его надежность.

Промежуточные конструкции менее ремонтопригодны, чем бессальниковые, так как для замены клапана в них необходимо разбирать кожух компрессора.

ЭКРАНИРОВАННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

К экранированным относятся компрессоры, в которых статор от ротора либо двигатель в целом от вала отделены газонепроницаемым экраном. Они могут быть разновидностью либо герметичных, либо бессальниковых компрессоров. В первом случае экран приварен к кожуху, во втором — применено разъемное соединение.

Компрессоры с экранированным статором. Компрессор $ФГ_э$ 0,7~3 унифицирован с компрессором ФГ 0,7~3 ХЗХМ. Компрессор двухцилиндровый; диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 18 мм, частота вращения 25 $с^{-1}$. Холодильный агент — фреон-12. Между ротором *3* и статором *1* расположен экран *2* (рис. 60) из нержавеющей стали толщиной 0,3 мм; верхняя часть экрана имеет толщину 0,6 мм. Зазор между статором и экраном 0,05 мм, между ротором и экраном 0,3 мм. Размеры и масса электродвигателя больше, чем в компрессоре ФГ 0,7~3.

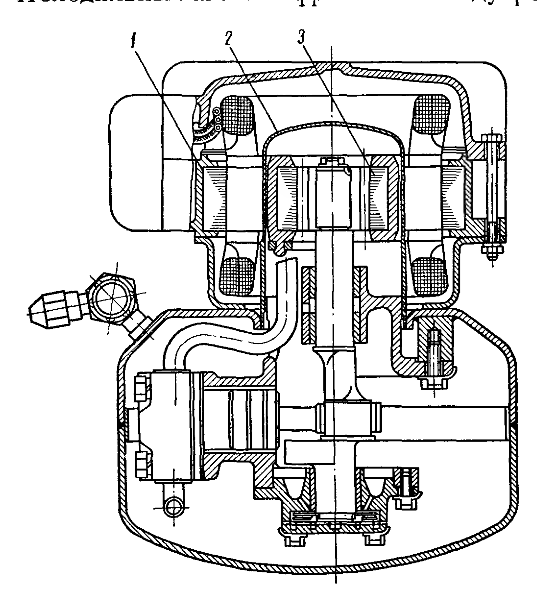


Рис. 60. Экранированный компрессор $ФГ_э$ 0,7 ~ 3.

Электрический холодильный коэффициент на среднетемпературном номинальном режиме равен 2,0, т. е. на 10% ниже, чем у компрессоров ФГ 0,7~~3 [155].

Требования к очистке и осушке системы здесь значительно легче, а ремонтопригодность намного выше, чем в случае обычных герметичных машин: статор можно заменять на месте эксплуатации. Однако нельзя утверждать, что экра-

нированный компрессор обладает всеми преимуществами герметичных компрессоров, но не имеет их недостатков [154] — экранированные компрессоры отличаются большей сложностью и трудоемкостью изготовления, более высокой стоимостью, меньшей энергетической эффективностью (по действующим нормам на 10%) и удельной металлоемкостью (тоже на 10%), более высоким уровнем шума, большими габаритными размерами.

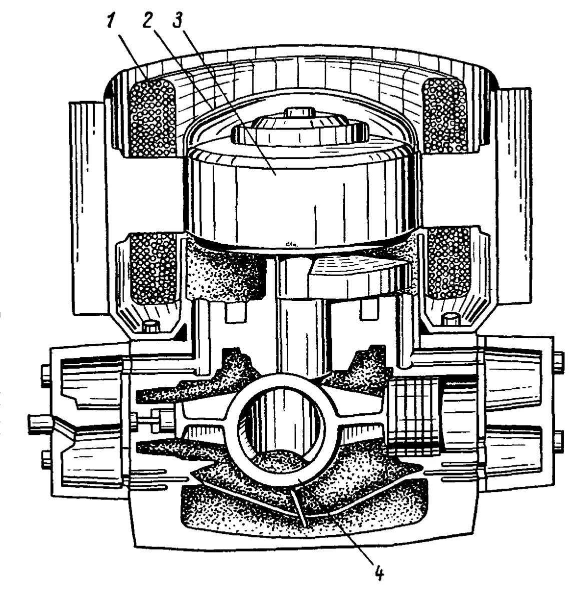


Рис. 61. Экранированный компрессор фирмы «Фригополь».

Экранированные компрессоры изготовляет фирма «Фригополь» (Австрия); они снабжены съемными крышками цилиндров для повышения ремонтопригодности (рис. 61). Компрессоры — с оппозитными цилиндрами и кривошипно-кулисным механизмом *4*. Статор *1* отделен экраном *2* от ротора *3*. Фирма изготовляет пять моделей компрессоров с диаметром цилиндров 28 мм и ходом поршня 14 и 18 мм, и диаметром цилиндров 40 мм и ходом поршня 16, 22 и 30 мм. Все модели двухцилиндровые (в некоторых используется один цилиндр), с синхронной частотой вращения 25 $с^{-1}$. Холодильные агенты — фреоны-12 и -22.

Компрессоры с экранированным электродвигателем. Возможна конструкция компрессора с экраном, отделяющим двигатель в целом от вала. На валу и внутри ротора размещены цилиндрические магниты, разделенные экраном, либо вал с торцовой муфтой отделен от ротора плоским экраном [175].

В первом случае противоположные полюсы цилиндрических магнитов расположены один против другого. Наружный магнит укреплен во втулке подшипника, вращающегося с ротором относительно корпуса.

КОМПРЕССОРЫ С КОЛЕБАТЕЛЬНЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Компрессоры с колебательным электроприводом разделяются на электромагнитные (с неподвижным электромагнитом и колеблющимся постоянным магнитом) и электродинамические (с неподвижным постоянным и колеблющимся вместе с поршнем электромагнитом).

Принципиально поршневые компрессоры с колебательным электроприводом совершеннее обычных, где сначала энергию затрачивают на получение вращательного движения электродвигателя, а потом преобразуют его в возвратно-поступательное движение поршня. В компрессоре с колебательным приводом имеется лишь одна пара трущихся деталей — поршень и цилиндр, тогда как в обычных машинах с кривошипно-шатунным механизмом к ней добавляются подшипники вала, шатуна и поршня. Практически энергетические коэффициенты таких компрессоров близки к коэффициентам обычных компрессоров. Но они сложней и дороже в изготовлении и поэтому мало распространены.

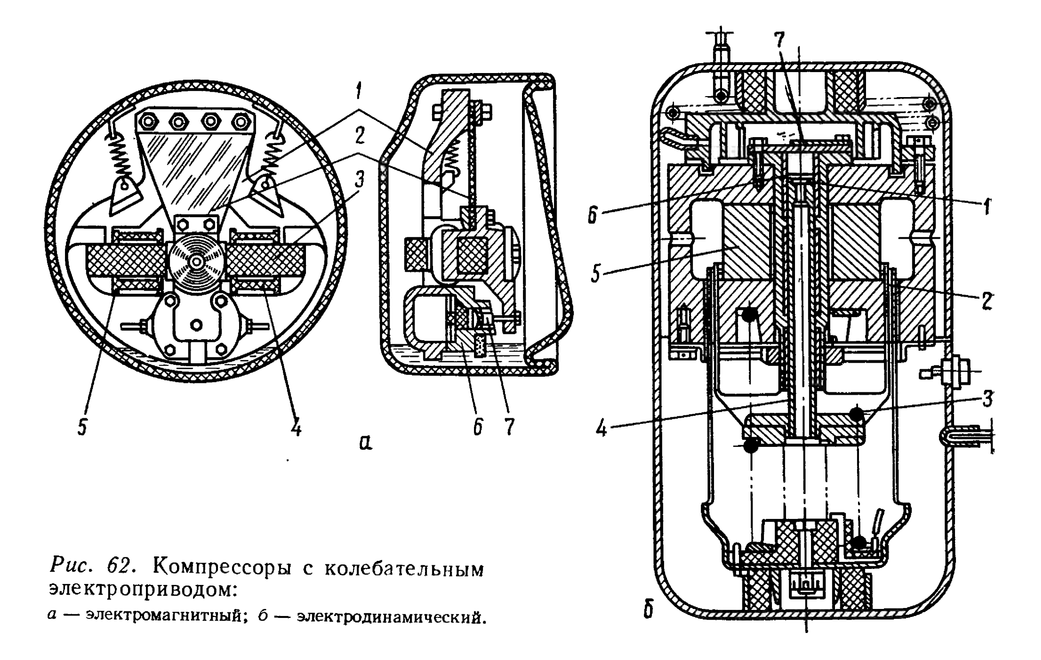


Рис. 62. Компрессоры с колебательным электроприводом:
а — электромагнитный; *б* — электродинамический.

Достоинством компрессоров с колебательным приводом является то, что при значительном понижении напряжения, когда асинхронные двигатели останавливаются («опрокидываются»), в них лишь уменьшается ход поршня.

Преимуществом является также небольшая кратность пускового тока (около двух), позволяющая включать их в электрические сети малой мощности, и, кроме того, отсутствие пускового и защитного реле.

Малые холодильные компрессоры с колебательным электроприводом были созданы около 40 лет назад. В дальнейшем французская фирма «Шоссон» изготовляла электромагнитные прямоточные компрессоры (рис. 62, *а*), состоящие из электромагнитов *4*, *5*, постоянного магнита *3*, закрепленного на упругой пластине *2*, совершающей возвратно-поступательные движения, и поршня *7*, связанного с магнитом *3*.

Частота собственных колебаний упругой системы равна частоте электрического тока (50 ходов в секунду). Вследствие резонанса получается максимальная амплитуда колебаний. Основание *1* с цилиндром *6* смонтированы в кожухе на пружинах. Холодопроизводительность компрессора составляет около 100 Вт.

В электродинамических компрессорах, разработанных в ФРГ, всасывающий клапан находится в плунжере; нагнетательный клапан пластинчатый.

При $-20 < t_0 < -5$°C и $25 < t_к < 35$°C электрический холодильный коэффициент изменяется от 0,4 до 1,05; коэффициент подачи—от 0,25 до 0,45 при номинальной холодопроизводительности около 40 Вт (35 ккал/ч). Преимущество данной конструкции — возрастание хода поршня с ростом отношения давлений.

Электродинамические компрессоры разработаны под руководством И. М. Шнайда в Одесском технологическом институте холодильной промышленности [27, 146]. Электродинамический компрессор (рис. 62,*б*) прямоточный, всасывающий клапан *1* расположен в дне поршня *4*, нагнетательный *7* — в крышке цилиндра *6*. С поршнем связаны электромагнит *2* и пружина *3*; постоянный магнит *5* неподвижен. К. п. д. колебательного электропривода

равен 0,72—0,74 на всех режимах работы, т. е. выше, чем у обычных асинхронных электродвигателей равной мощности. Холодопроизводительность компрессора при t_0 = —15°С, $t_к$ = 40°С равна 93 Вт (80 ккал/ч), эффективная мощность 57 Вт.

В настоящее время электродинамические фреоновые компрессоры в связи с более сложной технологией изготовления применяются лишь в сетях с очень малой мощностью, преимущественно в транспортных бытовых холодильниках. Такие холодильники изготовляют в Японии.

ОТКРЫТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Различают открытые (сальниковые) холодильные компрессоры общего назначения и транспортные. Ранее открытые компрессоры были основным типом малых холодильных компрессоров, в настоящее время их производят в большинстве случаев как модификации бессальниковых: картер и коленчатый вал у них различны, но шатунно-поршневая группа, клапаны и другие детали одинаковы.

Компрессоры общего назначения. Компрессор 2ФВ-4/4,5 изготовляет ЯЗХМ (Ярославский завод холодильных машин) в трех моделях холодопроизводительностью 815; 1280 и 1750 Вт (700; 1100 и 1500 ккал/ч) при частоте вращения 7,5; 10,8 и 16,7 $с^{-1}$ (450; 650 и 950 об/мин). Число цилиндров 2, диаметр 40 мм, ход поршня 45 мм, часовой объем, описанный поршнями, 3,0; 4,5; 6,8 $м^3$/ч; номинальная мощность электродвигателя 0,6; 1,0; 1,7 кВт. Компрессоры встраивают в холодильные агрегаты: ФАК-0,7; ФАК-1,1 и ФАК-1,5. Штампованный коленчатый вал *2* (рис. 63) с двумя противовесами *8* вращается в двух бронзовых подшипниках *3*, один из которых расположен в картере *5*, другой — в крышке *4*. Стальные штампованные шатуны *1* имеют разъемную нижнюю головку с баббитовой заливкой. Для регулировки зазора имеются прокладки толщиной по 0,05 и 0,1 мм. В верхние головки шатунов запрессованы бронзовые втулки. Поршень *7* снабжен тремя поршневыми кольцами. В нижней его части сделаны две маслослизывающие канавки.

Сильфонный сальник *9* состоит из двух одинаковых частей (рис. 64). На коленчатом валу плотно насажено резиновое кольцо *8* (из маслофреоностойкой резины), к которому прижато кольцо *1* из каленой стали. Между картером и крышкой *4* сальника с прокладками *3* зажат фланец, к которому припаян двухслойный латунный сильфон *6*. К другому концу сильфона припаяно кольцо *2* из фосфористой бронзы ОФ-10-1. Неподвижное бронзовое кольцо притерто к вращающемуся стальному и прижато к нему пружиной *7* с фланцами *5*. Пространство между сильфонами соединено

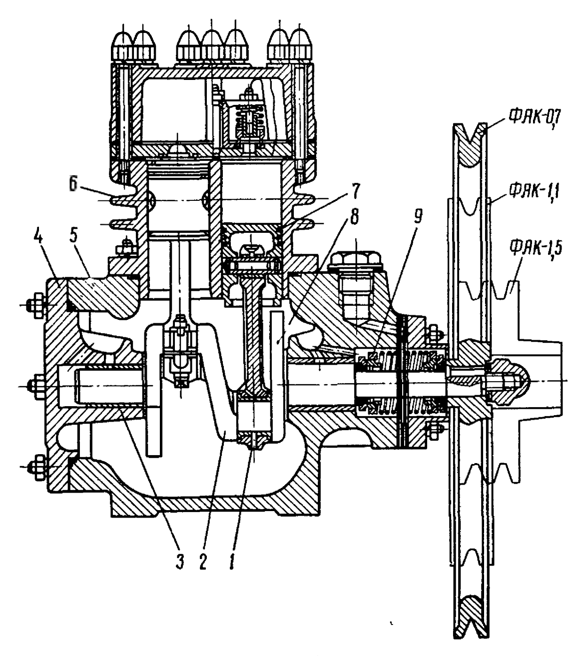


Рис. 63. Компрессор 2ФВ-4/4,5.

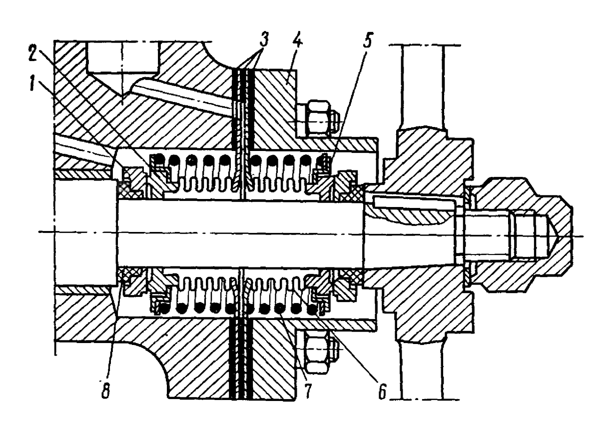


Рис. 64. Сальник компрессора 2 ФВ4/4,5.

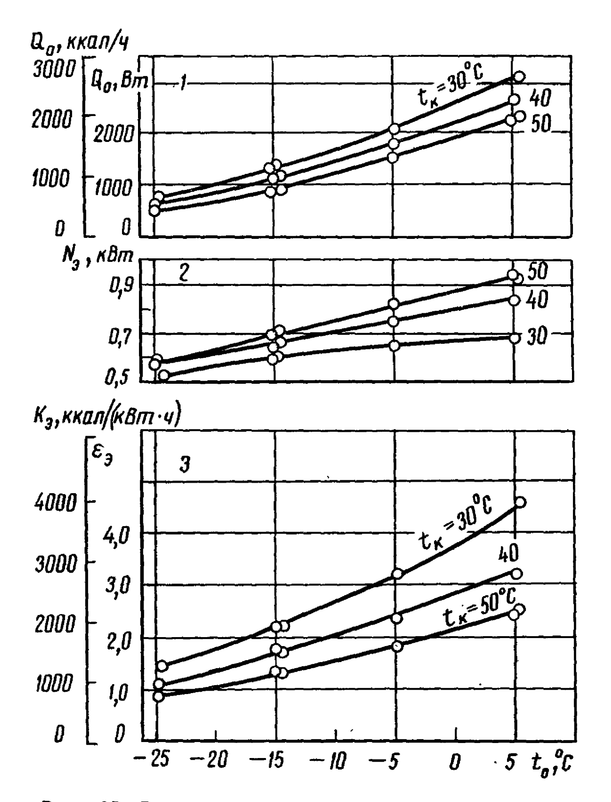


Рис. 65. Технические характеристики компрессора 2ВФ-4/4,5 агрегата ФАК-1,1:

1 — холодопроизводительность; *2* — потребляемая мощность; *3* — холодильный коэффициент.

со специальной полостью в картере, заполненной маслом и закрытой пробкой. В случае повреждения одного из сальников, другой предотвратит утечку фреона.

Всасывающие клапаны упругие толщиной 0,25 мм. Раздвоенный конец пластины надет на штифты в верхнем торце цилиндрового блока. Другой конец заканчивается язычком, для которого в цилиндровом блоке сделана специальная выемка глубиной 1 мм. Ход язычка по вертикали 0,75 мм.

Нагнетательные клапаны пластинчатые, круглые толщиной 0,3 мм. Пластины помещены в направлениях и прижаты к седлу цилиндрической пружиной. Ход клапанов 2 мм. Буферные пружины делают возможным дальнейший подъем нагнетательного клапана и практически исключают гидравлический удар.

Всасываемый пар проходит через запорный вентиль и сетчатый фильтр в вертикальный канал относительно большого сечения, где скорость пара падает и отделяются капли масла.

Смазка осуществляется разбрызгиванием.

Цилиндровый блок *6* (см. рис. 63) и крышка *4* картера, несущая коренной подшипник, имеют одинаковые фланцы и прокладки (из круглого резинового шнура).

Характеристики компрессора номинальной холодопроизводительностью 1280 Вт (1100 ккал/ч) приведены на рис. 65.

Компрессоры типов ФВ и ФУ, номинальной холодопроизводительностью от 3490 до 14 000 Вт (от 3000 до 12 000 ккал/ч) изготовляют МЗХМ и московский завод «Искра». Они унифицированы с рассмотренными выше бессальниковыми компрессорами ФВБС и ФУБС. Холодильный агент—фреон-12.

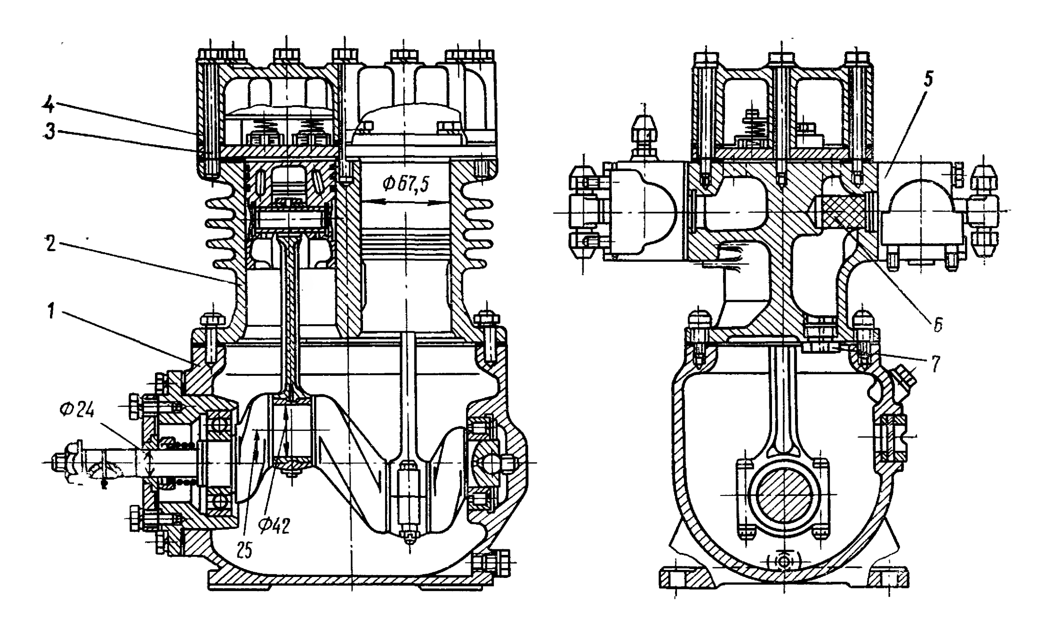


Рис. 66. Открытый компрессор ФВ6.

Компрессор ФВ6 — вертикальный, двухцилиндровый, непосредственно соединен с двигателем (синхронная частота вращения 25 $с^{-1}$). Номинальная холодопроизводительность 7000 Вт (6000 ккал/ч). Диаметр цилиндра 67,5 мм; ход поршня 50 мм. Изготовляют модификации с клиноременной передачей: ФВ3 и ФВ4. Компрессоры ФВ3 имеют частоту вращения 10,8 $с^{-1}$, холодопроизводительность 3500 Вт (3000 ккал/ч); ФВ4 — соответственно 14,2 $с^{-1}$ и 4650 Вт (4000 ккал/ч).

Цилиндровый блок *2* соединяется с литым картером *1* шпильками (рис. 66). При монтаже коленчатый вал без противовесов вводится в верхнее отверстие картера. На торцовой стенке установлена крышка с коренным шариковым подшипником и камерой всасывания. Другой коренной подшипник роликовый; в торце вала помещен упорный подшипник, воспринимающий усилие пружины сальника.

Шатунно-поршневая группа, клапанная доска *3*, клапаны, крышки цилиндров *4* — такие же, как в бессальниковом компрессоре ФВБС6. Смазка разбрызгиванием (барботажная): шатуны вспенивают масло в картере и забрасывают его на стенки цилиндра.

Капли масла отделяются после всасывающего вентиля *5* и через фильтр *6* и клапан *7* поступают в картер. Компрессор ФУ 12 — V-образный, четырехцилиндровый, угол между осями цилиндров 90°. Унифицирован с бессальниковым компрессором 2ФУБС12. Номинальная холодопроизводительность 14 000 Вт (12 000 ккал/ч). Холодильный агент — фреон-12. Соединение с электродвигателем непосредственное. Изготовляется модификация ФУ9 с клиноременным приводом. Технические характеристики открытых компрессоров 2ФВ4/4,5, ФВ6 и ФУ представлены в табл. 21.

В низкотемпературных машинах МЗХМ применяют модификации компрессоров, мертвый объем которых уменьшен с 4 до 1,5% [128]. Холодильные агенты — фреоны-12, -22 и -13. Если напряжение или частота тока не позволяют применять компрессоры со встроенным электродвигателем, используют компрессоры открытого типа.

Таблица 21

Открытые компрессоры ЯЗХМ и МЗХМ	Номинальная холодопроизводительность		Частота вращения		Число цилиндров	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
	Вт	ккал/ч	c^{-1}	об/мин			
2ФВ4/4,5	815	700	7,5	450	2	347×288×368	28,6
	1280	1100	10,8	650		347×288×360	28,6
	1745	1500	15,8	950		347×288×325	29,9
ФВ6	3490	3000	10,8	650	2	355×315×400	48
	4650	4000	14,2	850		355×315×400	48
	7000	6000	24,0	1440		368×324×392	50
ФУ12	10400	9000	16,7	1000	4	474×545×430	90
	14000	12000	24,0	1440		474×545×430	90
ФУУ25	29100	25000	24,0	1440	8	743×630×600	195

Транспортные компрессоры. Частота вращения этих компрессоров 30—70 c^{-1} (~2000—4000 об/мин) выше, чем компрессоров общего назначения, масса соответственно меньше, ресурс обычно ниже. Блок-картер компрессоров — из алюминиевого литья с чугунными гильзами или чугунный.

Компрессор ФВ2А (рис. 67,*а*) вертикальный, двухцилиндровый с синхронной частотой вращения 33,3 c^{-1} (2000 об/мин). Номинальная холодопроизводительность 2910 Вт (2500 ккал/ч при работе на фреоне-12) или 4420 Вт (3800 ккал/ч) при работе на фреоне-22. Потребляемая мощность соответственно 0,95 и 1,45 кВт. Диаметр цилиндра 40 мм, ход поршня 35 мм.

Диапазон работы: температура кипения от —30 до +20°С; конденсации: при работе на фреоне-12 до 65°С, при работе на фреоне-22 до 45°С. Габаритные размеры компрессора: 255 × 210 × 250 мм; масса 13 кг.

Коленчатый вал стальной, с расположением колен под углом 180°, двухопорный. Смазка подшипников принудительная, масляный насос ротационный, нереверсивный; смазка цилиндров и поршневых пальцев разбрызгиванием. Смазочное масло ХФ-22-24. Цилиндровый блок, крышка цилиндра и картер оребрены.

Компрессор ФУ4А (рис. 67,*б*) V-образный, четырехцилиндровый, номинальная холодопроизводительность 4900 Вт (4200 ккал/ч) при работе на фреоне-12 или 8150 Вт (7000 ккал/ч) при работе на фреоне-22. Потребляемая мощность соответственно 1,9 и 3 кВт. Габаритные размеры 295 × × 280 × 275 мм; масса 16 кг. Компрессор унифицирован с ФВ2А и предназначен для тех же условий работы. Коленчатый вал двухопорный.

Открытые компрессоры фирмы «Текумсе» (США) для автомобильных кондиционеров (рис. 67,*в*) двухцилиндровые; диаметр цилиндра 47,6 мм; ход поршня 39,3 и 47 мм; частота вращения от 9 до 60 c^{-1}, максимальная — до 100 c^{-1} (6000 об/мин); холодопроизводительность при t_0 = 5°С от 10 000 до 46 000 Вт (от ~9 до 40 тыс. ккал/ч). Масса компрессоров 8,4 кг.

АКСИАЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Аксиальные компрессоры, более компактные и легкие, чем обычные, применяют в транспортных холодильных установках.

Схема компрессора фирмы «Дженерал Моторс» (США) для автомобильного кондиционера показана на рис. 68,*а*. Компрессор шестицилиндровый.

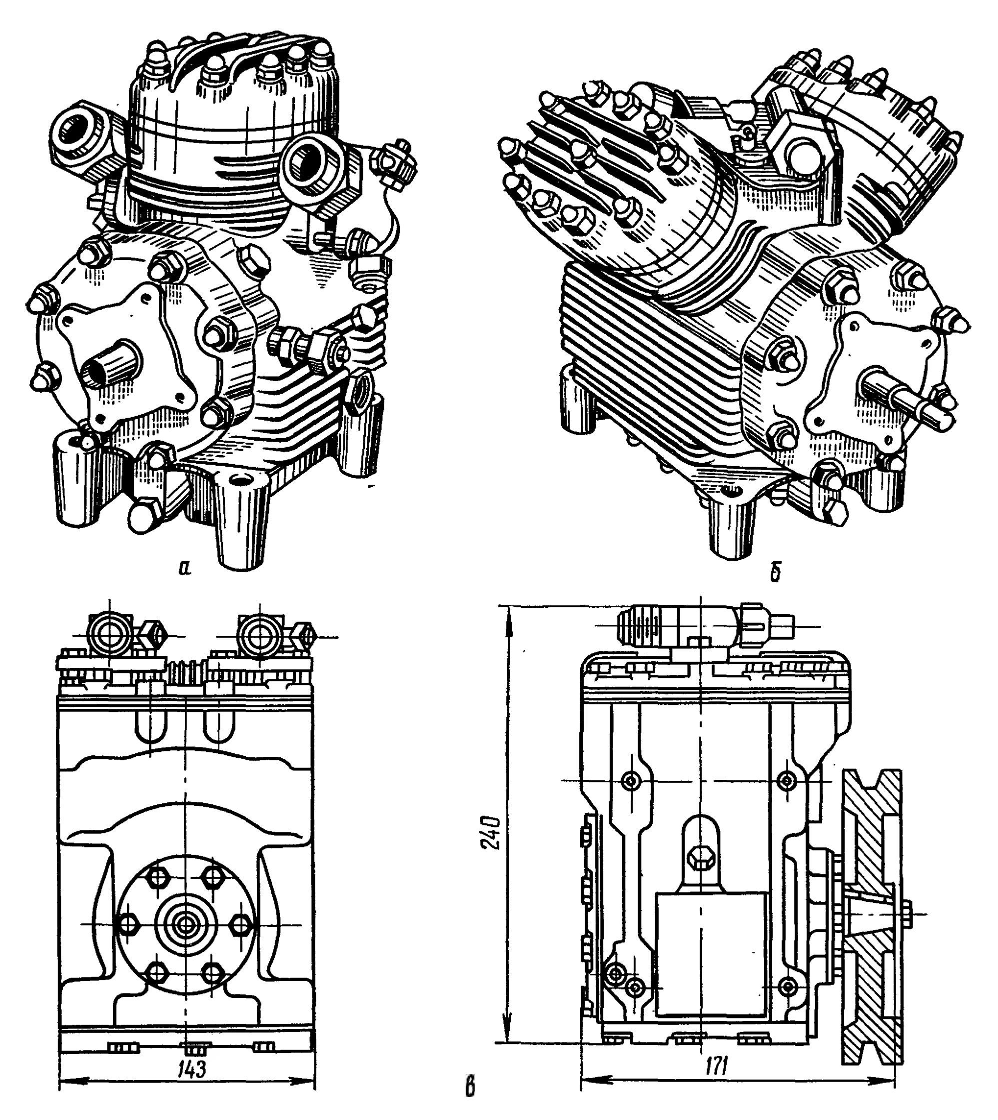


Рис. 67. Транспортные открытые компрессоры.
а — ФВ2А; *б* — ФУ4А, *в* — автомобильного кондиционера

При частоте вращения 25 $с^{-1}$ часовой объем 18,6 $м^3$; холодопроизводительность (t_0 = 5°С; $t_к$ = 60° С) равна 7000 Вт (6030 ккал/ч). Холодильный агент — фреон-12.

На валу *10* установлена косая шайба *16*. При вращении вала фигурный шток *5* перемещается шариковыми подшипниками *3* в осевом направлении и поршни *20* совершают возвратно-поступательное движение в оппозитных цилиндрах *2* и *6*. В клапанных досках *13* и *14* установлены всасывающие и нагнетательные клапаны. Смазочное масло захватывается трубкой *17* и насосом *19* и подается к подшипникам в крышках *1* и *7*, а также *4*, *15*, *18*, цилиндрам и сальнику *12*.

Привод осуществляется от двигателя автомобиля с помощью клиноременной передачи *8*, *11* и электромагнитной муфты *9*, которая служит для авто-

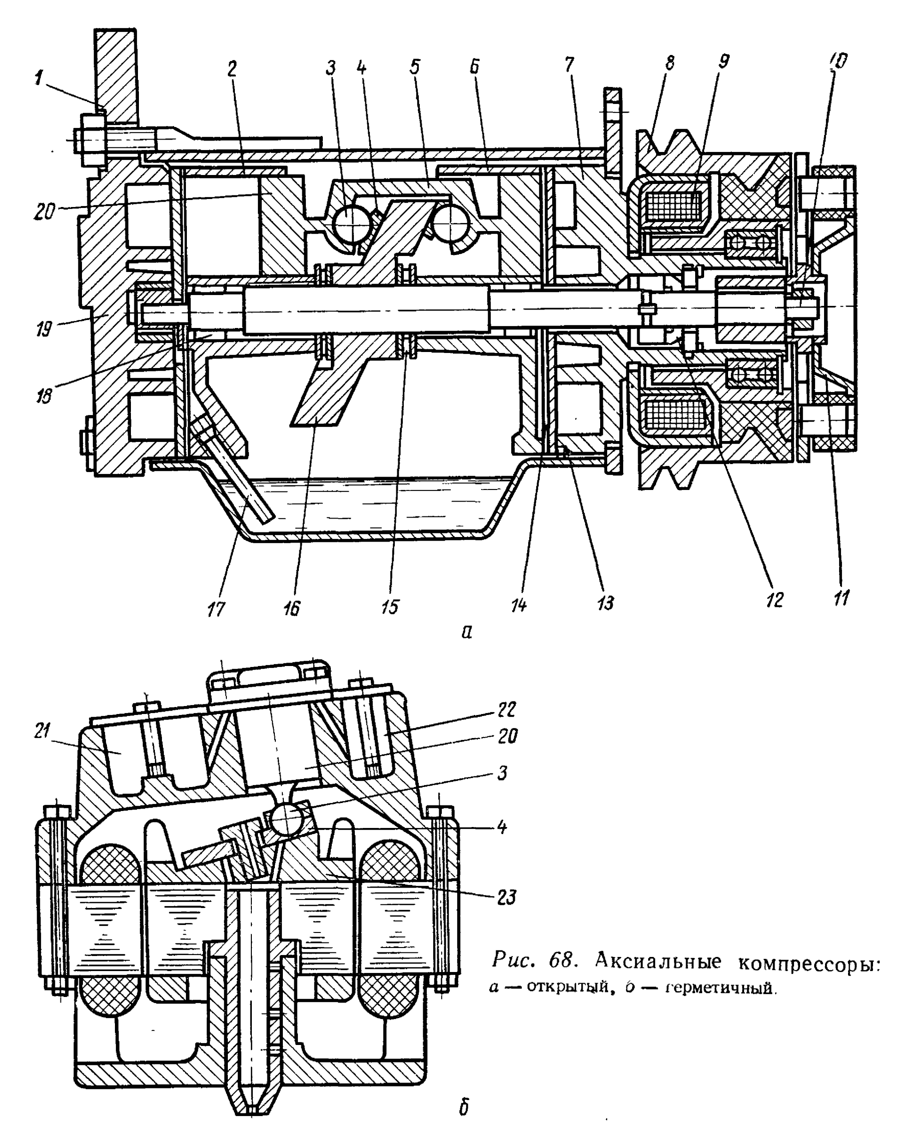


Рис. 68. Аксиальные компрессоры:
а — открытый, *б* — герметичный.

матического регулирования производительности компрессора. Масса компрессора вместе с муфтой 15,1 кг.

Обычно такие компрессоры предназначены для работы в широком диапазоне частоты вращения (от 10 до 100 $с^{-1}$) при высоких температурах окружающей среды (компрессор монтируют на автомобильном двигателе).

Схема герметичного аксиального компрессора (патент ГДР) представлена на рис. 68, *б*. Компрессор одноцилиндровый; в качестве косой шайбы служит торцовая поверхность ротора *23*, к которой прижат шариковый подшипник *3*. В одной отливке с цилиндром расположены всасывающий и нагнетательный глушители *21* и *22*.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ

Цели оптимизации малых холодильных компрессоров, их узлов и деталей могут быть различными. Наиболее часто решают задачу повышения производительности и энергетических показателей компрессора при сохранении

стоимости либо снижения стоимости при сохранении остальных показателей качества. При оптимизации наиболее важных узлов таких, как нагнетательные клапаны, механизм движения, встроенный электродвигатель, необходимо учитывать их влияние на все показатели качества компрессора.

Оптимизация нагнетательного клапана. Определение оптимального диаметра отверстия в седле нагнетательного клапана компрессора 2ФВ-4/4,5 было проведено автором [54]. С увеличением диаметра отверстия снижается скорость пара, а следовательно, и падение давления в нагнетательном клапане, но вместе с тем увеличивается мертвое пространство, в результате чего падает коэффициент подачи. Была поставлена задача найти оптимальный диаметр отверстия, при котором рабочие коэффициенты компрессора достигают максимума.

Опыты были проведены на фреоне-12 при температуре конденсации 40° С, всасывания 15° С, частоте вращения 11 $с^{-1}$, диаметрах отверстия в седле 11,5 (принятый ранее размер), 7, 6 и 4 мм. Скорость пара в седле клапана, подсчитанная по средней скорости поршня и отношению сечений, при этом изменялась от 12 до 100 м/с; скорость в щели клапана во всех случаях оставалась равной 17 м/с.

Изменение мертвого объема в зависимости от диаметра отверстия показано на рис. 69, *а*. Пунктиром проведена линия, соответствующая мертвому объему в цилиндре (при линейном мертвом пространстве 0,6 мм). На рис. 69, *б*, *в* представлено изменение средней (условной) скорости пара в отверстии седла и коэффициент подачи. Общий мертвый объем (а вместе с ним и объемный коэффициент) при увеличении диаметра седла от 4 до 7 мм изменялся незначительно, так как объем отверстия в седле составлял лишь небольшую долю общего мертвого объема.

При увеличении диаметра отверстия до 11,5 мм мертвый объем сильно возрос, а коэффициент подачи снизился.

На графике (рис. 69, *г*) показано изменение эффективного холодильного коэффициента. Увеличение диаметра отверстия от 4 до 6 мм (уменьшение скорости от 100 до 45 м/с) вызывало рост, а дальнейшее увеличение отверстия — падение энергетических коэффициентов. Это связано с изменением потери давления в седле. При возрастании скорости от 20 до 40 м/с давление конца сжатия, как показывает расчет, увеличивается примерно на 10 кПа. При неизменной холодопроизводительности это могло бы вызвать незначительное уменьшение холодильного коэффициента ε_e. Но холодопроизводительность компрессора в связи с ростом λ при этом увеличилась примерно на 5%, а потери трения и потери в электродвигателе остались без изменения, поэтому в итоге коэффициент ε_e увеличился.

При увеличении скорости до 100 м/с потеря давления составила около 100 кПа и ε_e снизился.

Таким образом, наиболее высокие значения рабочих коэффициентов были получены при диаметре отверстия в седле нагнетательного клапана 6—7 мм, чему соответствует скорость в седле 30—45 м/с и мертвый объем 2—2,5%.

Оптимизация встроенного электродвигателя. Повышение к. п. д. электродвигателя улучшает тепловые и энергетические характеристики компрессора, но достигается путем увеличения его массы и стоимости. Задачей оптимизации является определение таких параметров двигателя, при которых приведенные затраты (см. главу V) на изготовление и эксплуатацию компрессора будут минимальными. Исследование было проведено И. И. Виденовым в Институте холодильной техники (Болгария, г. София) под руководством автора [17]. Опыты проведены с одноцилиндровым компрессором КХТ-2 холодопроизводительностью 500 Вт, близким по конструкции к ФГ 0,45~3.

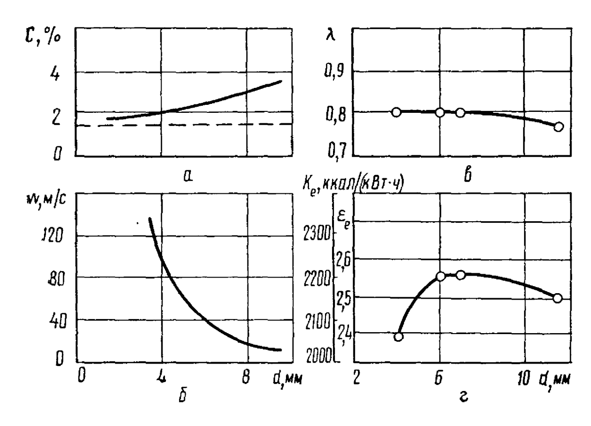


Рис. 69. Оптимизация нагнетательного клапана
а — мертвый объем; *б* — скорость в седле; *в* — коэффициент подачи; *г* — холодильный коэффициент

Диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 24 мм. Электродвигатель трехфазный; номинальная мощность 250 Вт, напряжение 220 В. Статор электродвигателя крепится к корпусу шпильками с помощью кольца, прижатого к поверхности статора.

Были спроектированы и изготовлены шесть вариантов двигателя с длиной пакета статора от 40 до 65 мм (с интервалом 5 мм), оптимизированных для одной и той же номинальной мощности, с одинаковыми максимальным и пусковым моментами.

В первой серии опытов эти двигатели встраивали поочередно в один и тот же компрессор, который испытывали при номинальных среднетемпературных условиях, а также при температурах кипения —25, —15 и +10° С, конденсации 55° С, всасывания 25° С. В части опытов для обдува компрессора воздухом использовали вентилятор агрегата (скорость воздуха 7 м/с). Принятый метод изменения к. п. д. двигателя был необходим для получения экономических показателей.

Во второй серии опытов изменяли к. п. д. одного и того же электродвигателя с длиной пакета статора 60 мм, регулируя напряжение тока от 220 до 300 В. Совпадение результатов первой и второй серии опытов показало точность испытаний. Стенд и методика испытаний рассмотрены в главе XIII.

Изменение температур герметичного компрессора в зависимости от к. п. д. встроенного электродвигателя представлено на рис. 70, *а*, *б*. С увеличением к. п. д. понижается общий температурный уровень компрессора (при работе

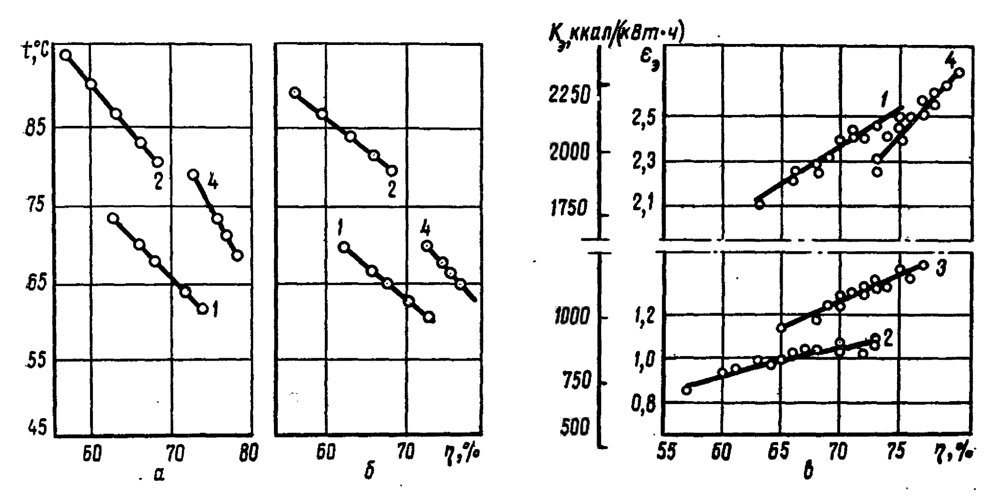


Рис. 70. Влияние к.п.д. встроенного электродвигателя на характеристики компрессора: температуру обмоток (*а*), пара во всасывающей полости (*б*), холодильный коэффициент (*в*), при условиях работы
1 (t_0 = —15°С; $t_к$ = 30°С); *2* (—25; 55°С); *3* (—15; 55°С); *4* (t_0 = 10°С; $t_к$ = 55°С)

с обдувом компрессора вентилятором температуры ниже на 10—20° С, поэтому влияние изменения к. п. д. слабее).

Увеличение к. п. д. двигателя на 1% вызывало следующее понижение температур в °С:

	С обдувом	Без обдува
Обмотка статора	0,6—1,0	1,1—1,6
Фреон во всасывающей полости	0,4—0,6	0,8—1,2
Фреон в нагнетательной полости	0,4—0,6	0,8—1,2
Масло	0,3—0,5	0,7—1,2

При повышении к. п. д. двигателя на 1% холодопроизводительность увеличивалась на 0,2—0,4%, потребляемая мощность снижалась в среднем на 1,3—1,6% (при t_0 = 10° С на 2,4—2,7%), холодильный коэффициент (рис. 70, *в*) повышался на 1,6—2,8%.

Относительное изменение массы, высоты и стоимости компрессора в зависимости от номинального к. п. д. встроенных электродвигателей представлено на рис. 71, *а*. За основу для сравнения приняты значения соответствующих характеристик компрессора с двигателем, имеющим длину пакета статора 60 мм.

Для определения оптимального к. п. д. был проведен технико - экономический расчет по методике, изложенной ниже. При расчете срок службы принят равным 12 лет, коэффициент рабочего времени 0,4.

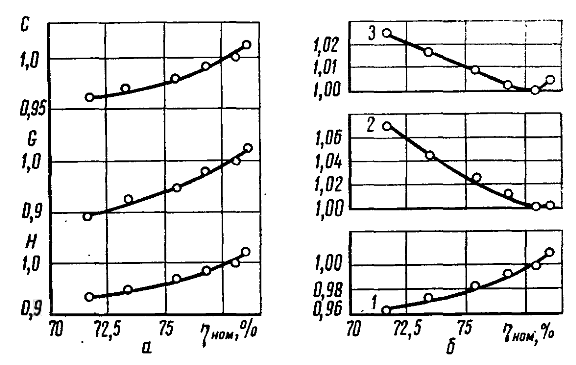


Рис. 71. Оптимизация встроенного электродвигателя:

а — зависимость стоимости *C*, массы *G* и высоты *H* двигателя от его к. п. д.; *б* — зависимость капитальных (*1*), эксплуатационных (*2*) и приведенных (*3*) затрат от к. п. д. двигателя.

Относительное изменение капитальных, эксплуатационных и приведенных расходов для компрессора КХТ-2 показано на рис. 71, *б*. Кривая приведенных расходов имеет ясно выраженный минимум при к. п.д. около 78%. С дальнейшим увеличением к. п. д. капитальные затраты быстро увеличиваются, а эксплуатационные остаются практически постоянными. Вследствие этого увеличиваются и приведенные расходы. Для испытанного компрессора лучшие технико-экономические показатели получены при к. п. д. порядка 76—78%.

Оптимальные зазоры между поршнем и цилиндром. В результате уменьшения зазоров (диаметрального и линейного) между поршнем и цилиндром улучшаются тепловые и энергетические характеристики компрессора, но при этом могут ухудшаться акустические характеристики и увеличиться пусковой момент двигателя.

В. А. Тихомировым и автором был определен оптимальный зазор между поршнем и цилиндром компрессора бытового холодильника [114]. Исследования проводили на компрессоре ФГ 0,14 ~ 1(2) номинальной холодопроизводительностью 160 Вт (140 ккал/ч). Холодильный агент — фреон-12, синхронная частота вращения 50 $с^{-1}$, диаметр цилиндра 22 мм, ход поршня 12 мм. Механизм движения кулисный. Диаметральные зазоры между порш-

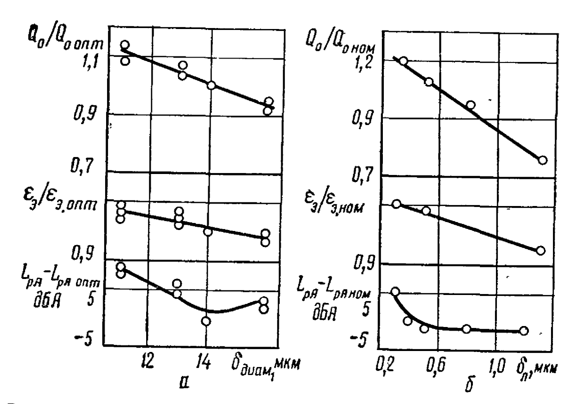


Рис. 72. Зависимость характеристик компрессора от зазора между поршнем и цилиндром:
а — диаметрального; *б* — линейного.

нем и цилиндром изменяли (так же, как и в работах [153, 216]) с помощью поршней разных диаметров в пределах от 11 до 16 мкм.

Опыты показали, что при уменьшении зазоров до некоторого предела вследствие возникновения полусухого трения в рабочих парах компрессора его шум и вибрации резко возрастают (рис. 72). В данном компрессоре оптимальный диаметральный зазор между поршнем и цилиндром $\delta_д$ = 14 мкм. От диаметрального зазора зависит также выбор пускового момента встроенного электродвигателя. Пусковой момент должен быть достаточным для того, чтобы длительность пуска не превышала заданной.

Опыты [43] были проведены с одноцилиндровым компрессором ФГП 2,2, зазоры между поршнем и цилиндром которого изменяли в пределах от 15 до 32 мкм. В таких компрессорах, как было выявлено ранее [105], после выключения поршень перемещается под действием давления пара к нижней мертвой точке (н. м. т.).

После включения электродвигателя поршень двигался от н. м. т. в течение 0,04 с, потом останавливался, после чего давление в цилиндре падало вследствие перетечки пара. Тогда поршень вновь начинал двигаться, разгонялся до скорости, близкой к номинальной, вновь останавливался на сотые доли секунды и, наконец, доходил до верхней мертвой точки. После этого во всех опытах поршень разгонялся на втором обороте за 0,1 с. Все время разгона при наименьшем зазоре составляло 0,6 с, при среднем — 0,4 с, наибольшем — 0,25 с. Опыты показали возможность уменьшения пускового момента, а следовательно, — массы и размеров электродвигателя при достаточном зазоре между поршнем и цилиндром.

Линейный зазор $\delta_л$ должен составлять не менее 0,3—0,4 мм, чтобы избежать стука поршня о масляную пленку на крышке цилиндра [114].

Расчет и оптимизация температурного поля. Одна из важнейших задач проектирования герметичных компрессоров — определение оптимального температурного поля. Герметичный компрессор представляет собой замкнутую систему, в которой электрическая энергия преобразуется в механическую, вращательное движение — в возвратно-поступательное и механическая энергия — в потенциальную энергию сжатого пара. Тепло от двигателя, цилиндра, пар трения, нагнетательного канала отводится к всасываемому пару и окружающему воздуху.

Структура температурного поля обусловлена тепловыми процессами в компрессоре. От оптимизации этих процессов зависят показатели, характеризующие качество компрессора.

В ряде работ были исследованы тепловые процессы в отдельных элементах компрессора, в частности температурное поле встроенного двигателя, теплоотдача от кожуха в окружающую среду [144, 145, 172, 194].

В опытах Л. Я. Петрушанской исследовалась теплоотдача от двигателя к потоку фреона, проходящему между статором и ротором [97]. В такой системе коэффициенты теплоотдачи зависят как от скорости потока, так и от окружной скорости ротора. Было найдено, что при постоянной частоте вра-

щения коэффициенты теплоотдачи являются линейной функцией расхода фреонов-12 и -22. При увеличении расхода от 10 до 40 кг/ч и частоте вращения 25 $с^{-1}$ коэффициент теплоотдачи изменялся от 25 до 150 Вт/($м^2$·К), а при 50 $с^{-1}$ — от 120 до 500 Вт/($м^2$·К) соответственно.

Применение электронных вычислительных машин сделало возможным определение теплового поля компрессора в целом [204]. Для этого используется метод тепловых балансов основных элементов компрессора (цилиндра, глушителя, нагнетательной трубки, корпуса электродвигателя, механизма движения, кожуха и др.), фреона в цилиндре, всасывающем и нагнетательном каналах, а также масла. При работе компрессора в установившемся состоянии его температурное поле описывается системой линейных алгебраических уравнений, для решения которой нужно знать условия теплообмена между элементами компрессора.

С этой целью И. И. Виденовым были испытаны конструктивные варианты компрессора АХТ-2 на фреоне-12 с различными всасывающими и нагнетательными каналами. Решение системы уравнений было выполнено с помощью ЭВМ методом последовательных приближений для большого числа опытов. Было найдено, что коэффициенты теплоотдачи от корпуса к фреону составляют 10—30 Вт/($м^2$·К), от фреона к кожуху 20—50, от двигателя к фреону 60—120 Вт/($м^2$·К). Меньшие значения относятся к температуре кипения —25° С, большие — к 10° С. При этом скорость фреона, измеренная с помощью трубки Пито, изменялась от 0,6 м/с у нижней части кожуха до 1,5 м/с вверху, а у статора была меньше 0,1—0,2 м/с. Коэффициенты теплоотдачи от корпуса к маслу составили 100—250 Вт/($м^2$·К), а от масла к кожуху 50—100 Вт/($м^2$·К).

Этот способ расчета и проведенные исследования позволяют приблизиться к решению вопросов об оптимизации тепловых и энергетических характеристик герметичного компрессора в целом. Но в комплексную программу расчетов оптимизации компрессора должно быть включено также определение остальных показателей качества, характеризующих эффективность внедрения и технический уровень компрессора (см. главу V).

ИССЛЕДОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ ПРИ РАБОТЕ НА ФРЕОНАХ-12, -22 и -502

Обширные исследования рабочих процессов малых холодильных компрессоров рассмотрены в предшествующей главе. Здесь будут изложены результаты проведенных под руководством автора исследований с целью определения рациональной области применения фреонов-12, -22 и -502 в герметичных компрессорах.

Основные опыты были проведены с компрессором ФГ 0,7~3 (двухцилиндровый, диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 18 мм, частота вращения 25 $с^{-1}$). Сравнение характеристик компрессора при работе на фреонах -12 и -22 показало следующее [164].

При температурах кипения от —25 ÷ —20 до —5 ÷ —10° С энергетические коэффициенты оказались практически одинаковыми. В низкотемпературной области от —40 до —25° С коэффициенты компрессора при работе на фреоне-12 резко падали, при работе на фреоне-22 этого на наблюдалось.

В герметичном компрессоре температура обмотки встроенного электродвигателя при работе на фреоне-22 оказалась на 20—40° С выше. В основном это вызвано значительным увеличением потребляемой мощности без существенного изменения количества циркулирующего холодильного агента. Так, при t_0 = —15° С, $t_к$ = 30° С мощность, потребляемая компрессором ФГ 0,7~3, составила 0,36 кВт при работе на фреоне-12 и 0,59 кВт при работе на фреоне-22 (на 64% больше), а количество циркулирующего холодильно-

го агента в обоих случаях было около 12 кг/ч. Кроме того, температура конца сжатия фреона-22 значительно выше, чем фреона-12.

Пусковой момент двигателей компрессоров, работающих на фреоне-22, должен быть значительно больше. В связи с этим удельная металлоемкость среднетемпературных герметичных компрессоров, работающих на фреоне-12 и -22, оказалась практически одинаковой.

При работе на высокотемпературном режиме, характерном для кондиционеров, количество циркулирующего фреона-22 достаточно, чтобы обеспечить охлаждение двигателя, и в этом случае преимущества фреона-22 используются полностью.

Были рассмотрены тенденции применения различных фреонов в иностранных герметичных компрессорах. При почти полном обновлении и расширении в 3 раза номенклатуры компрессоров крупнейшей фирмы «Текумсе» (США) количество моделей, работающих на фреоне-22, возросло в 4 раза; соответственно их доля увеличилась с 32 до 47%. Но этот рост происходил только за счет машин для кондиционеров, количество моделей которых увеличилось в 20 раз. Номенклатура герметичных компрессоров для торгового оборудования, работающих на фреоне-22, уменьшилась и абсолютно и относительно (с 29 до 15%).

В результате исследования был сделан вывод о целесообразности разделения одноступенчатых герметичных компрессоров, как было указано выше, по диапазону температур кипения на три исполнения, работающих на разных холодильных агентах: низкотемпературное при температуре кипения от —40 до —25° С (фреон-22), среднетемпературное при температуре кипения от —25 до —10° С (фреон-12), высокотемпературное при температуре кипения от —10 до +10° С (фреон-22 или -12).

Преобладают среднетемпературные компрессоры. Производство низко- и высокотемпературных компрессоров вместе составляет менее четверти общего выпуска холодильных агрегатов для торгового оборудования. Из соображений унификации в высокотемпературных компрессорах оставлен также фреон-12.

Важным результатом проведенного исследования было изменение прежних представлений о принципе выбора агентов для малых компрессоров. Ранее при решении этого вопроса рассматривали в первую очередь размеры цилиндров компрессора и усилия, действующие на поршень. Оказалось, что очевидная выгода от сокращения размеров цилиндра в герметичном компрессоре может быть сведена на нет проигрышем от ухудшения условий охлаждения и увеличения пускового момента электродвигателя.

Недостатком низкотемпературных компрессоров, работающих на фреоне-22, является их высокий температурный уровень. Поэтому при появлении фреона-502, давления которого очень близки к давлениям фреона-22 (при тех же температурных границах цикла), а температура конца сжатия не выше, чем у фреона-12, были проведены дополнительные опыты [39].

В качестве объекта исследования был выбран тот же компрессор ФГ 0,7∼3. Контрольные опыты показали стабильность характеристик компрессоров: точки, полученные при испытаниях машин, изготовленных с интервалом в 5 лет, легли на общие кривые. Был испытан также компрессор ФГН 0,22∼3 (одноцилиндровый, диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 22 мм, частота вращения 25 $с^{-1}$). Мертвый объем испытанных компрессоров составлял 4—5%. В большей части опытов компрессоры охлаждались вентиляторами агрегатов соответственно ВС 0,7∼3 и ВН 0,22∼3.

Компрессоры были заполнены синтетическим маслом ХФ-22с-16; циркуляция масла при работе на фреоне-502 была такой же, как при работе на фреоне-22.

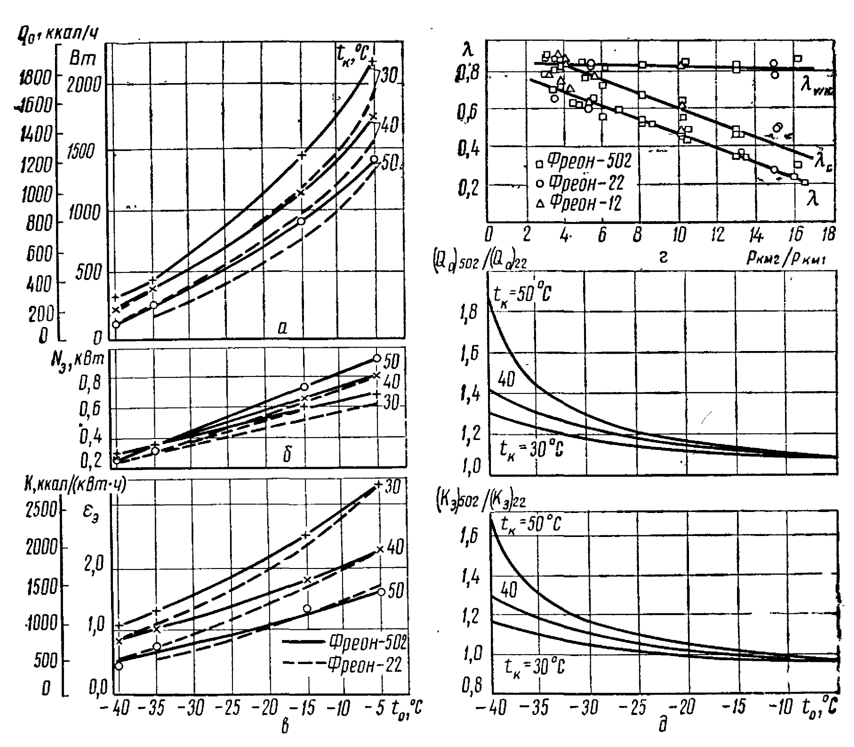


Рис. 73. Характеристики герметичного компрессора при работе на фреонах-22 и -502:

а — холодопроизводительность; *б* — потребляемая мощность; *в* — холодильный коэффициент; *г* — коэффициент подачи; *д* — отношения холодопроизводительностей и холодильных коэффициентов.

В дальнейшем был испытан герметичный компрессор КС 0,14 самолетного бытового холодильника [94] с кривошипно-кулисным механизмом движения (D = 22 мм, S = 12 мм, синхронная частота вращения 50 $с^{-1}$). Мертвый объем компрессора 3,5%, смазочное масло ХФ-12-18. В данном случае сравнение производилось с фреоном-12, на котором в настоящее время работают бытовые холодильники.

Во всех случаях в результате применения фреона-502 температура обмотки несколько снизилась. В низкотемпературной области холодопроизводительность компрессора ФГ 0,7~3 повысилась на 15—25% (рис. 73,*а*). Возросла также потребляемая мощность (рис. 73,*б*), но в меньшей степени, чем холодопроизводительность — на 5—15%. Электрический холодильный коэффициент $\varepsilon_э$ оказался значительно выше (рис. 73,*в*). С повышением температуры кипения разница уменьшается.

При понижении температуры кипения до —30 ÷ —35° С изменяется влияние температуры конденсации на мощность; с повышением температуры конденсации мощность падает. Это связано с быстрым убыванием холодопроизводительности при росте отношения давлений. Зависимость мощности от температуры кипения остается линейной.

Коэффициенты подачи λ при равных отношениях давлений нагнетания и всасывания и работе на фреонах -502, -22 и -12 оказались одинаковыми (рис. 73,*г*). Совпали и коэффициенты λ_c и λ_w.

На рис. 73,*г* показаны также коэффициенты λ_{wk}, характеризующие подогрев пара во всасывающем канале (от патрубка до крышки цилиндра, см. главу II).

Подобные результаты были получены также при испытаниях компрессора ФГН 0,22∼3. Точки, соответствующие значениям коэффициентов подачи этого компрессора при работе на фреонах-502 и -22, оказались на той же прямой.

Рост холодопроизводительности, особенно в низкотемпературной области, объясняется тем, что у фреона-502 больше объемная холодопроизводительность и меньше отношение давлений конденсации и кипения при равных температурных условиях. Так, при t_0 = —35° С и $t_к$ = 30° С для фреона-22 это отношение равно 9,1, для фреона-502 — 8,2; при $t_к$ = 50° С соответственно 15,0 и 13,2.

Поскольку в области низких температур более половины затраченной энергии составляют потери, повышение производительности компрессора приводит к увеличению его энергетических коэффициентов. Кроме того, показатель политропы сжатия фреона-502 меньше, чем фреона-22 (в наших опытах соответственно 1,1 и 1,2), что также улучшает энергетические характеристики.

Соотношение основных технических характеристик компрессоров ФГ 0,7∼3 и ФГН 0,22∼3 при работе на фреонах-502 и -22 представлено на рис. 73,*д*. В низкотемпературной области холодопроизводительность машин, работающих на фреоне-502, оказалась на 15—40%, а удельная холодопроизводительность на 5—15% выше. Это дало основание предусмотреть в ГОСТ 17240—71 применение фреона-502 в низкотемпературных компрессорах.

В среднетемпературной области (от —25 до —10° С) холодопроизводительность при работе на фреоне-502 на 10—20% выше, чем при работе на фреоне-22, а энергетические коэффициенты близки между собой.

В низкотемпературной области повышение температуры кипения фреона-502 на 1° С приводит к росту холодопроизводительности в среднем на 10%, потребляемой мощности на 5%, электрического холодильного коэффициента на 3%; повышение температуры конденсации на 1°С вызывает понижение холодопроизводительности в среднем на 2—3% и рост потребляемой мощности на 1,5—3%.

Характеристики компрессора бытового холодильника при работе на фреонах-502 и-12 показаны на рис. 74.

В номинальном режиме (t_0 = —15° С, $t_к$ = 30° С, $t_{км1}$ = 20° С) холодопроизводительность компрессора при работе на фреоне-502 на 65% выше, чем при работе на фреоне-12, а при t_0 = —30° С и $t_к$ = 50° С — на 80% выше (рис. 74, *а*).

В низкотемпературной области (от —15 до —30° С) потребляемая компрессором мощность на 65—75% выше, чем при работе на фреоне-12 (рис. 74,*б*); поэтому, как и при работе на фреоне-22, в этом случае нужен электродвигатель большей мощности. В низкотемпературной области с ростом температуры конденсации при одних и тех же температурах кипения потребляемая мощность падает.

Электрические холодильные коэффициенты (рис. 74,*в*) в режиме t_0 = = —15° С и $t_к$ = 30° С при работе компрессора на фреонах-12 и -502 одинаковы, а в режиме t_0 = —30° С и $t_к$ = 50° С при работе на фреоне-502 на 30% выше, чем на фреоне-12. Коэффициенты подачи не изменились (рис. 74,*г*).

Увеличение холодопроизводительности при переходе к фреону-502 составляет 50—70% в области температур кипения —5 ÷ —15° С и 70—100% в области температур кипения —15 ÷ —35° С. Энергетические показатели компрессора бытового самолетного холодильника повысились больше, чем у компрессора ФГ 0,7∼3, что объясняется более благоприятными характеристиками встроенного электродвигателя (рис. 74,*д*). Дальнейшие опыты

показали преимущества фреона-502 перед рядом неазеотропных смесей [70].

Герметичные холодильные машины бытовых холодильников, в настоящее время работают только на фреоне-12. Переход на фреон-502 позволил бы снизить металлоемкость компрессора. Однако при температуре конденсации до 60° С, возможной в этих машинах, давление фреона-502 составляет около 2,7 МПа вместо 1,57 МПа у фреона-12 и значительно повышается нагрузка на механизм движения. По данным Шмидта [215], работа компрессора бытового холодильника, при давлениях порядка 3МПа в течение 300 ч эквивалентна пяти годам нормальной эксплуатации. Поэтому целесообразность применения фреона-502 должна определяться на основании обширных экспериментальных исследований и соответствующих технико-экономических расчетов.

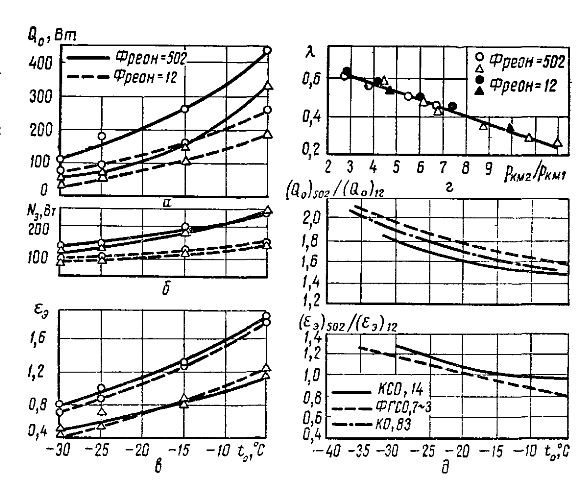


Рис. 74. Характеристики компрессора бытового холодильника при работе на фреонах-12 и 502: *а* — холодопроизводительность; *б* — потребляемая мощность; *в* — холодильный коэффициент; *г* — коэффициент подачи; *д* — отношения холодопроизводительностей и холодильных коэффициентов.

Проведенные исследования, эксплуатационные наблюдения и анализ иностранного опыта приводят к следующим выводам.

В наиболее распространенных среднетемпературных холодильных машинах, а также в тропических и транспортных установках основным холодильным агентом является фреон-12. Относительно низкий уровень температур и давлений обеспечивает большую надежность компрессора. Применение фреона-22 позволяет уменьшить размеры цилиндров, но мало влияет на массу и стоимость герметичного компрессора в целом.

В высокотемпературной области наиболее эффективно применение фреона-22. При высокой температуре кипения и малых отношениях давлений нагнетания и всасывания температурный уровень высокотемпературных компрессоров значительно ниже, чем среднетемпературных, интенсивное охлаждение двигателя и уменьшение размеров цилиндров позволяют в этом случае значительно снизить металлоемкость и стоимость компрессора.

В низкотемпературных машинах следует применять фреон-502 — это повышает производительность, энергетические коэффициенты и надежность машины. До освоения промышленного производства фреона-502 целесообразно использовать фреон-22.

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ротационные компрессоры обладают по сравнению с поршневыми некоторыми преимуществами и недостатками. Они лучше уравновешены, не имеют всасывающих клапанов, их производительность меньше зависит от температуры конденсации. С другой стороны, обработка и сборка деталей ротационных компрессоров сложнее, ремонтопригодность ниже. Остальные показатели качества у поршневых и ротационных компрессоров практически одинаковы.

Производство малых ротационных компрессоров было начато несколько позже, чем поршневых и росло медленней, но количество их типов было

несравненно больше. Изготовлялись компрессоры с катящимся, качающимся и вращающимся ротором, последние — с двумя, четырьмя и многими пластинами, с круглым и эллипсным цилиндром (каждая часть последнего работает как отдельный ротационный компрессор). В последнее время предложены модели с трохоидными[1] цилиндром и ротором. Этим список далеко не исчерпывается.

Но к настоящему времени в производстве находятся практически лишь следующие, более технологичные конструкции: с катящимся ротором и одной лопастью, изготовляемые, в частности РЗХМ (СССР), фирмами «Дженерал Электрик» (США), «Дайкин», «Санио» (Япония); пластинчатые — с вращающимся ротором, двумя или четырьмя пластинами, изготовляемыми фирмами «Верлпул» (США), «Галилео» (Италия). Основная область применения — кондиционеры.

Пластинчатые компрессоры компактней и не требуют разгрузки при пуске — сжатие начинается только после повышения частоты вращения до заданного предела. Однако потери трения и температура конца сжатия у них выше, износ пластин больше. В пластинчатых компрессорах давление конца сжатия определяется размерами камер сжатия; при понижении температуры конденсации оно не снижается, и компрессор работает менее экономично.

В последние годы компрессоры с катящимся ротором производительностью от 2000 до 4000 Вт при работе на фреонах-12 и -22 начали шире применяться в бытовых кондиционерах. Однако в целом выпуск ротационных компрессоров не превышает 2—3% от общего; в основном это — высокотемпературные компрессоры.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ОБЪЕМ КОМПРЕССОРА

Теоретический цикл холодильной машины с поршневыми и ротационными компрессорами одинаков (см. главу I). Особенностью ротационного компрессора является более сложная зависимость объема, описанного ротором, от угла поворота вала [69].

В компрессоре с катящимся ротором ось цилиндра неподвижна, а ось ротора описывает вокруг нее окружность, радиус которой равен эксцентриситету вала

$$e = R_ц - R_р, \qquad \text{(III—1)}$$

где $R_ц$, $R_р$ — радиусы цилиндра и ротора.

Объем камеры сжатия

$$V_{сж} = Hf_{сж}, \qquad \text{(III—2)}$$

где H — высота цилиндра;

$f_{сж}$ — площадь камеры сжатия (рис. 75, *а*).

Площадь камеры сжатия

$$f_{сж} = \frac{1}{2}\left(\int_{\varphi}^{2\pi} R_ц^2\, d\varphi - \int_{\varphi}^{2\pi} \rho^2 d\varphi\right).$$

Общий объем полостей сжатия и нагнетания

$$V_1 = \pi\left(R_ц^2 - R_р^2\right)H. \qquad \text{(III—3)}$$

[1] Трохоида — кривая, образованная точкой на поверхности одной окружности, катящейся по другой.

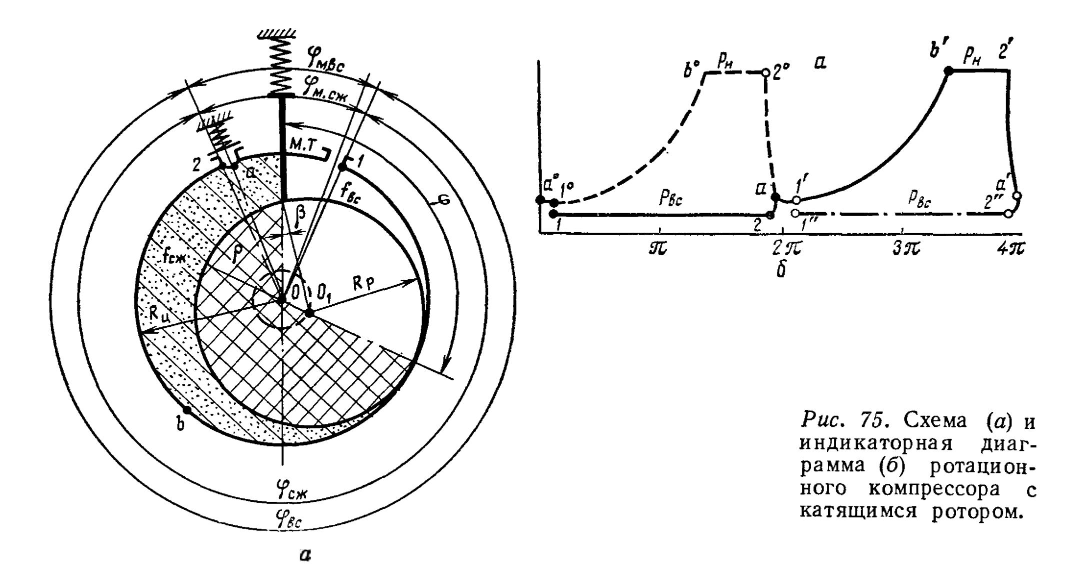


Рис. 75. Схема (*а*) и индикаторная диаграмма (*б*) ротационного компрессора с катящимся ротором.

При верхнем положении лопасти весь этот объем заполнен всасываемым паром.

Объем, описанный ротором компрессора,

$$V_{п} = cV_1n, \qquad (III-4)$$

где n — частота вращения;
c — постоянная.

Процессы всасывания, сжатия и выталкивания в ротационном компрессоре с катящимся ротором происходит не за один, а за два оборота вала. Поэтому скорости всасывания и сжатия здесь примерно вдвое меньше, чем в поршневом компрессоре.

Всасывание начинается в точке *1* (рис. 75,*а*,*б*), когда ротор открывает всасывающее отверстие цилиндра, и заканчивается в точке *2*, когда ротор проходит нагнетательное отверстие. В этот момент во всасывающую полость, уже заполненную паром, поступает сжатый пар из мертвого пространства, происходит обратное расширение.

Во время второго оборота вала пар сжимается, вплоть до момента открытия нагнетательного клапана (точка *b*). Потом происходит выталкивание (*b* — 2) и далее вновь обратное расширение.

В пластинчатом компрессоре с вращающимся ротором оси цилиндра и ротора неподвижны и смещены одна относительно другой на величину эксцентриситета *e*.

В многопластинчатых компрессорах общий объем полости всасывания можно приближенно найти, пренебрегая толщиной пластин, по формуле

$$V_1 \approx 4\pi R_{ц}He. \qquad (III-5)$$

Малые холодильные компрессоры изготовляются лишь с двумя или четырьмя пластинами, поэтому объем полости всасывания меньше, чем вычисленный по уравнению (III—5): в первом случае на ~18%, во втором случае на ~7%.

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Причины, вызывающие объемные и энергетические потери в ротационных компрессорах, в основном те же, что и в поршневых, поэтому для их оценки используют такие же объемные и энергетические коэффициенты (см. главу II).

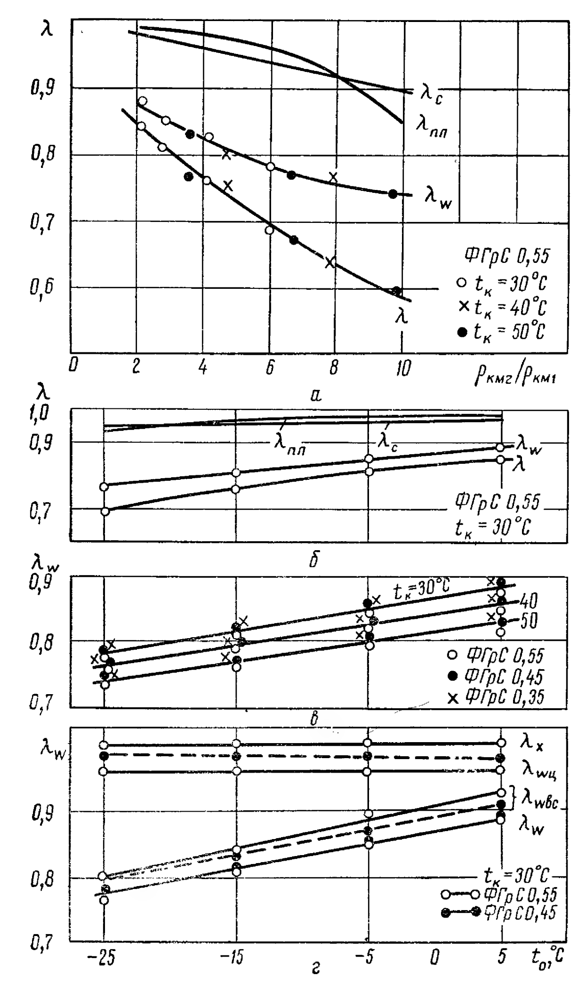


Рис. 76. Коэффициенты подачи (*а*, *б*), коэффициенты подогрева (*в*, *г*) и их составляющие для герметичных ротационных компрессоров.

Исследование рабочих процессов герметичных компрессоров с катящимся поршнем при работе на фреонах-12, -22 и -502 было выполнено В. С. Крыловым в лаборатории РЗХМ [69].

При расширении пара из мертвого пространства во всасывающую полость, температура всасываемого пара растет, давление незначительно повышается (на ~10 кПа), и часть пара перетекает из цилиндра в кожух компрессора. При этом работа расширения теряется в отличие от того, что происходит в поршневом компрессоре. Мертвый объем у ротационного компрессора гораздо меньше (1—2%), поэтому коэффициент подачи выше.

В целом объемный коэффициент $λ_c$ можно определять по известному уравнению (II—3), приняв показатель политропы обратного расширения равным показателю адиабаты k.

Дроссельные потери ротационного компрессора в связи с отсутствием всасывающего клапана весьма малы: падение давления во всасывающем канале исследованных компрессоров не превышает 1,5 кПа. В связи с этим коэффициент дросселирования принимают равным единице.

Основные объемные потери вызваны подогревом пара во всасывающем канале. Температура пара в цилиндре в начале сжатия, как показали измерения безинерционным термометром, практически равна средней температуре его стенок, как и в поршневых герметичных компрессорах (см. главу II). Соответственно коэффициент подогрева и в этом случае определяется по уравнению (II—14)

Величины a и b находятся в тех же пределах, что и в случае поршневых герметичных компрессоров.

На рис. 76,*а*—*г* показаны коэффициенты подачи компрессоров ФГрС 0,55 и ФГрС 0,45 и их составляющие при работе на фреоне-12. Доля объемных потерь уменьшается с повышением отношения давления $\frac{p_{км2}}{p_{км1}}$. Как и для поршневых компрессоров, подогрев всасываемого пара происходит главным образом во всасывающем канале.

Коэффициенты плотности в ротационных компрессорах играют более важную роль, чем в поршневых, в связи с относительно большей протяженностью зазоров полости сжатия. Протечки через эти зазоры зависят от подачи масла (в полость сжатия), которая должна быть гораздо больше, чем в поршневых компрессорах. В целом коэффициенты подачи ротационных компрессоров с катящимся ротором на 10—20% выше, чем поршневых близкой производительности, что объясняется более высокими значениями объемного коэффициента.

Энергетические потери в ротационном компрессоре, как и в поршневом, зависят в первую очередь от электрических и механических потерь, далее — от подогрева всасываемого пара, протечек и падения давления в нагнетательном клапане. Основные механические потери происходят при трении между ротором и крышками цилиндра, а также между лопастью и ротором (в пластинчатых компрессорах — между пластинами и цилиндром).

ГЕРМЕТИЧНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Среднетемпературные герметичные ротационные компрессоры ФГр 0,35~~1А с катящимся поршнем номинальной холодопроизводительностью 405 Вт (350 ккал/ч) изготовляет РЗХМ (Рижский завод холодильных машин) [24]. Частота вращения 25 $с^{-1}$, диаметр цилиндра 53 мм, высота 33 мм, эксцентриситет 3,5 мм.

Основные детали компрессора (рис. 77,*а*): цилиндр *17*, ротор *18*, лопасть *15* с пружиной *16*, крышки цилиндра *8* и *11*, эксцентриковый вал *14*. Нагнетательный клапан упругий консольный. Крышка *5* клапана служит нагнетательным глушителем.

Статор *1* электродвигателя запрессован в штампованный стакан *4*, к которому тремя болтами прикреплен собственно компрессор. Пружина *6* прижимает компрессор и стакан *4* статора к верхней половине *13* кожуха *9* (для этого служат специальные выступы *12*). Проходные контакты и пускозащитное реле *3* закрыты крышкой *2*. Компрессор устанавливают на наружных резиновых виброизоляторах на лапах *10*. У входа в масляный насос эксцентрикового вала расположен фильтр *7*.

Лопасть *15* прижата к ротору пружиной *16*, а также давлением пара, который подается в пространство над лопастью из камеры сжатия по специальным сверлениям.

Ранее РЗХМ изготовлял компрессор ФГр 0,35~1 той же производительности и с теми же основными конструктивными элементами, но с другим встроенным электродвигателем. Вместо конденсаторного пуска в новой конструкции применена более простая схема с расщепленной фазой. Для статора и ротора использованы листы электродвигателя ДХМ-5 (см. с. 158). При этом масса двигателя увеличилась, но масса электрической аппаратуры снизилась вследствие исключения электрических конденсаторов.

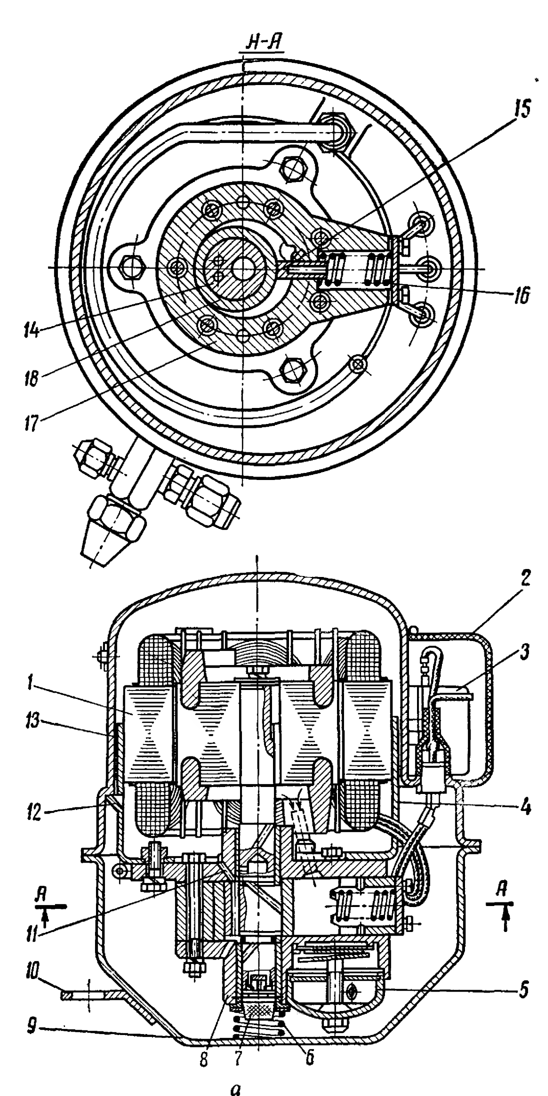
Диаметр кожуха компрессора 230 мм, высота 270 мм.

Основные технические характеристики агрегата — холодопроизводительность Q_0, потребляемая мощность $N_э$ и холодильный коэффициент $\varepsilon_э$ — представлены на рис. 77,*б*.

Характеристики однофазного электродвигателя ДГ-0,2, применявшегося ранее, и ДГ-0,2М, принятого в новой конструкции, приведены в табл. 22.

Рижским заводом холодильных машин разработана градация ротационных компрессоров с частотой вращения 50 $с^{-1}$ (табл. 23).

Диаметр подшипника первых трех моделей принят равным 16 мм, двух последних — 20 мм. Таким образом, как и в поршневых герметичных компрессорах, предусмотрена высокая степень унификации.



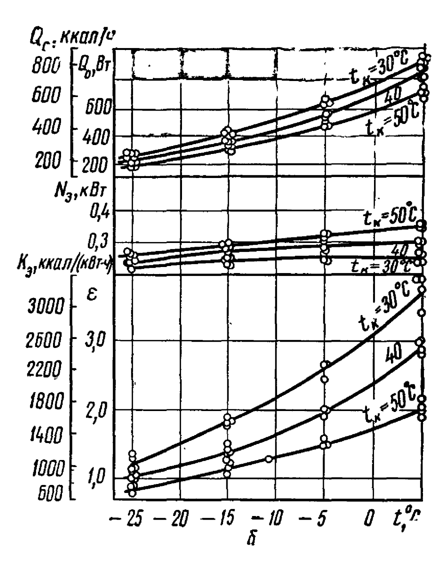


Рис. 77. Герметичный ротационный компрессор ФГр 0,35∼1А:

Таблица 22

Характеристики электродвигателей	ДГ-0,2	ДГ-0,2М	Характеристики электродвигателей	ДГ-0,2	ДГ-0,2М
Номинальная мощность, Вт	200	200	Ток пусковой, А	8,0	15,0
Номинальный момент, Н·м	1,35	1,35	К. п. д.	0,7	0,69
Кратность пускового момента	2,22	1,63	Коэффициент мощности	0,81	0,61
Кратность максимального момента	2,70	2,44	Масса, кг		
			статора	4,2	4,97
			ротора	2,0	2,66

Таблица 23

Модель	Номинальная холодопроизводительность		Эксцентриситет, мм	Диаметр, мм	
	Вт	ккал/ч		цилиндра	ротора
ФГр С 0,22	255	220	3,0	48	42
ФГр С 0,28	325	280	3,0	48	42
ФГр С 0,35	405	350	3,0	48	42
ФГр С 0,45	525	450	3,5	52	45
ФГр С 0,55	640	550	3,5	52	45

При проектировании унифицированного ряда компрессоров на РЗХМ было определено, что эффективность конструкции ротационных компрессоров определяется двумя безразмерными величинами [19]:
относительным эксцентриситетом

$$\bar{e} = \frac{e}{R_р} \quad \text{(III—6)}$$

и относительной высотой цилиндра

$$\bar{H} = \frac{H}{D_р} \quad \text{(III—6а)}$$

При определении оптимальных значений этих параметров должны учитываться некоторые противоречивые факторы. С ростом эксцентриситета увеличивается производительность, но одновременно растет и контактное напряжение в паре лопасть — цилиндр. С увеличением высоты уменьшаются нагрузки подшипников, но ухудшаются тепловые и энергетические коэффициенты и растет стоимость изготовления.

Было найдено, что для данного ряда оптимальные значения относительного эксцентриситета находятся в пределах от 0,14 до 0,16, а относительной высоты от 0,25 до 0,75. Толщина лопасти принята $b \geqslant 2e$ (в иностранных конструкциях $0{,}6e \leqslant b \leqslant e$) высота цилиндра от 12,5 до 24,5 мм.

При повышении частоты вращения компрессоров с 25 до 50 $с^{-1}$ был обнаружен усиленный износ лопасти. В результате изменения материала лопасти и технологии изготовления (с тщательным удалением следов притирочной пасты) износ лопасти был снижен [72].

В герметичных ротационных компрессорах, изготовляемых за рубежом, в отличие от рассмотренных выше отечественных моделей, пар непосредственно всасывается в цилиндр, минуя кожух. Сжатый пар проходит по ребристому теплообменнику, объединенному с конденсатором, охлаждается на несколько десятков градусов, частично конденсируется и возвращается в верхнюю часть кожуха. Здесь отделяется смазочное масло, обеспечивая уплотнение и смазку трущихся деталей. После этого пар поступает в нагнетательный патрубок и далее в конденсатор.

Эта схема имеет ряд недостатков: в нее включен специальный охладитель, но тем не менее температура компрессора повышается, что ухудшает его рабочие коэффициенты; при попадании жидкости во всасывающий патрубок возникают опасные усилия и дополнительный шум, особенно в момент пуска. Но при нагнетании пара в кожух обеспечивается обильная смазка деталей компрессора, что особенно важно в ротационном компрессоре.

Приведем данные о некоторых зарубежных герметичных ротационных компрессорах. В табл. 24 даны характеристики компрессоров типа GL фирмы «Линде» (ФРГ) с катящимся поршнем. Синхронная частота вращения 50 $с^{-1}$.

Таблица 24

Модель	Холодопроизводительность, Вт	Мощность		Диаметр цилиндра, мм	Диаметр ротора, мм	Высота цилиндра, мм	Часовой объем, $м^3$/ч	Масса, кг
		потребляемая кВт	номинальная, л. с.					
GL2	200	118	1/5	35	31,4	18	0,56	12,0
GL3	270	178	1/6	35	30,4	18	0,71	12,0
GL4	430	268	1/8	60	57,0	25	1,22	17,8
GL5	630	358	1/4	60	55,6	25	1,77	20,0
GL6	840	485	1/3	60	54,0	25	2,37	20,0

Холодопроизводительность и потребляемая мощность указаны при температуре кипения —10° С и конденсации около 40° С.

Габаритные размеры двух первых моделей компрессоров: длина 230 мм, ширина 180 мм, высота 200 мм. Длина и ширина остальных моделей 245 × × 200 мм, высота 230 и 215 мм. Масса масла в двух первых моделях 0,3 кг, в трех остальных 1 кг.

Ротационные компрессоры с вращающимся ротором (с неподвижной осью) изготовляются фирмой «Вёрлпул» (США). В роторе расположены две лопасти, которые под действием центробежной силы прижимаются к поверхности цилиндра; пуск происходит без нагрузки.

Корпус компрессора находится под давлением конденсации. Сжатый пар, как и в других подобных моделях, проходит через специальный охладитель (вспомогательный конденсатор), потом вновь поступает в кожух, охлаждает компрессор и после отделения масла возвращается в конденсатор.

По лицензии фирмы «Вёрлпул» изготовляются ротационные компрессоры в Швейцарии и Италии. Данные о некоторых компрессорах этой фирмы приведены в табл. 25.

Таблица 25

Номинальная мощность, л. с.	Диаметр цилиндра, мм	Диаметр поршня, мм	Высота цилиндра, мм	Масса, кг	Холодопроизводительность, Вт	Потребляемая мощность, кВт
1/8	45,5	40,5	14,3	11,5	235	0,16
1/6	47,2	40,5	14,3	12,5	330	0,23
1/4	48,8	42,8	22,3	13,2	500	0,35
1/3	49,6	42,8	22,3	13,4	590	0,40

Холодопроизводительность и потребляемая мощность указаны при $t_0 =$ $= -10°$ С, $t_к = 45°$ С; $t_в = 32°$ С. Масса масла 0,4 кг.

ОТКРЫТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ранее РЗХМ изготовлял малые открытые холодильные компрессоры с катящимся поршнем модели ФРУ (в дальнейшем РКФ и МРФ).

Компрессор ФРУ-600 холодопроизводительностью 940 Вт (см. рис. 33) имел диаметр цилиндра 98 мм, эксцентриситет 6 мм, высоту ротора 48 мм,

частоту вращения 14 $с^{-1}$. Ротор был снабжен фланцем и прижимался к цилиндру пружиной. Модель РКФ отличалась от предыдущей в основном тем, что всасываемый пар поступал в кожух и ротор был заключен в цилиндр с крышкой.

Испытания открытых компрессоров, выполненные РЗХМ, показали, что при изменении эксцентриситета от 4 до 10 мм и частоты вращения от 10,8 до 23,3 $с^{-1}$ коэффициенты подачи оставались почти постоянными.

Открытые ротационные компрессоры ФРУ и РКФ уступали по качеству поршневым компрессорам 2ФВ-4/4,5 (были менее надежны и сильно шумели). В настоящее время открытые ротационные компрессоры применяются в иностранных автомобильных кондиционерах, но меньше чем поршневые.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРОВ В ЦИЛИНДРЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА

Исследование влияния масла и зазоров в полости сжатия на характеристики компрессора было проведено Э.В. Ядиным в лаборатории холодильных машин РЗХМ [157, 158]. Опыты проведены с компрессорами равной производительности (405 Вт), имеющими частоту вращения 25 и 50 $с^{-1}$. Для регулирования и измерения расхода масла был разработан специальный стенд (рис. 78,*а*). Масляная полость *1* соединена трубопроводом *3* с мерным цилиндром *4*. Трубопровод *6* с регулирующим вентилем *7* соединяет мерный цилиндр со всасывающей трубкой *8*. При работе компрессора масло подается насосом к трущимся парам и в полость *1*, где с помощью переливных отверстий поддерживается заданный уровень. Отсюда масло поступает через трубопровод *3* и открытый вентиль *5* в мерный цилиндр *4* и далее всасывается по трубопроводу *6* в цилиндр компрессора *2*. Расход масла регулируется вентилем *7*.

Для измерения количества масла, поступающего в компрессор, закрывают вентиль *5* и определяют скорость падения уровня в мерном цилиндре. После этого вентиль *5* открывают и уровень масла восстанавливается. Масло, возвращающееся из испарителя, во всасывающую трубку практически не поступает.

Опыты были проведены при трех режимах работы: $t_0 = -15°$ С, $t_к = 30°$ С, $t_0 = -25°$ С, $t_к = 50°$ С; $t_0 = 5°$ С, $t_к = 40°$ С. Подачу масла в цилиндр изменяли от 0 до 700 г/ч. Зазоры в полости сжатия также изменяли трижды (на графиках эти серии опытов обозначены △, ○ и ×). Зазоры в микронах приведены в табл. 26.

Таблица 26

Сопряжения	Зазоры (мкм) для серии опытов		
	△	○	×
Ротор — цилиндр	10	34	44
Ротор — крышка	9	10	16
Лопасть — цилиндр	10	19	20
Лопасть — крышка	14	14	15

На рис. 78,*б* показана зависимость характеристик компрессора от расхода масла при номинальных среднетемпературных условиях ($t_0 = -15°$ С; $t_к = 30°$ С).

Коэффициент подачи (рис. 78,*в*) с ростом расхода масла до 250 г/ч увеличивался на 5—15% (больше при максимальных зазорах) в основном вследст-

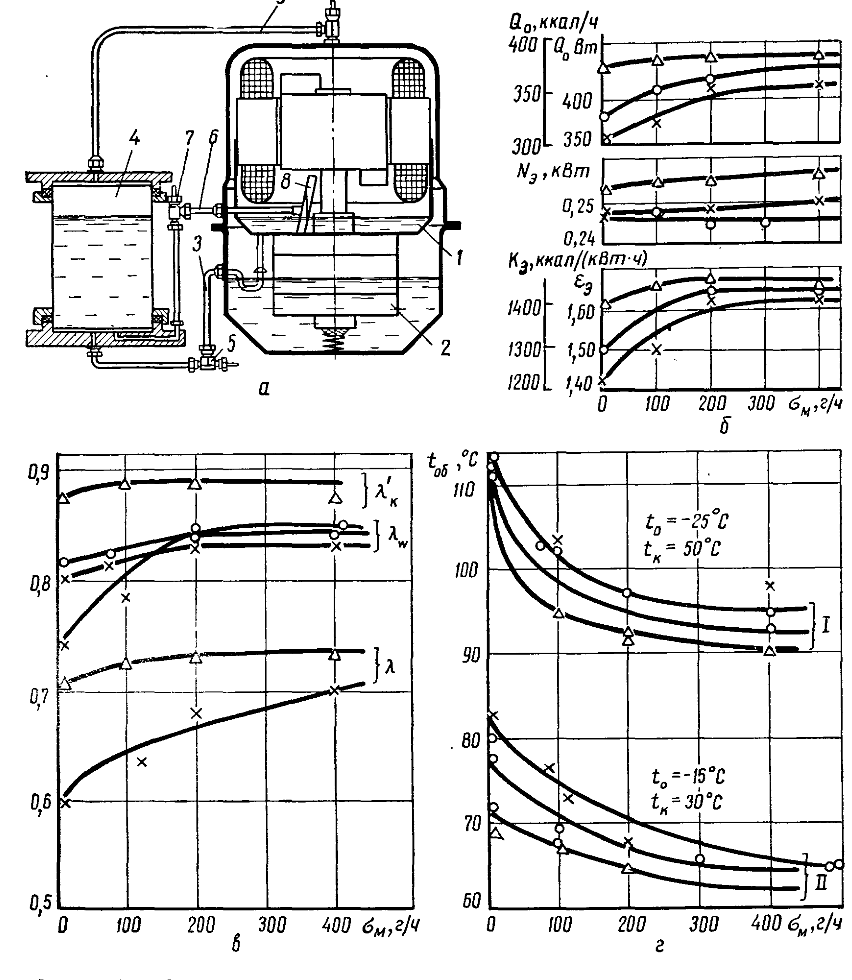


Рис. 78. Определение влияния расхода масла на характеристики ротационного компрессора.

вие увеличения коэффициента λ', пропорционального коэффициенту плотности.

Температуры пара и рабочей обмотки при недостатке масла повышались на 15—20° С (рис. 78,*г*). Подобно этому изменялись температуры подшипников и масла.

При этом индикаторная мощность оставалась почти постоянной. В связи с ростом производительности индикаторный коэффициент увеличился от 0,61 до 0,75. Опыты показали, что в цилиндр компрессора данного типа следует подавать в час не менее 300—400 г масла.

При подаче масла в нужном количестве протечки через неплотности зависят только от величины зазоров (рис. 79,*а*). Основное влияние оказывают зазоры δ_1 (между ротором и цилиндром) и δ_2 (между торцами ротора и крышкой).

Теоретические протечки $G_т$ через эти зазоры не зависят от размеров и режима работы компрессора [158]. При одновременном увеличении каждого

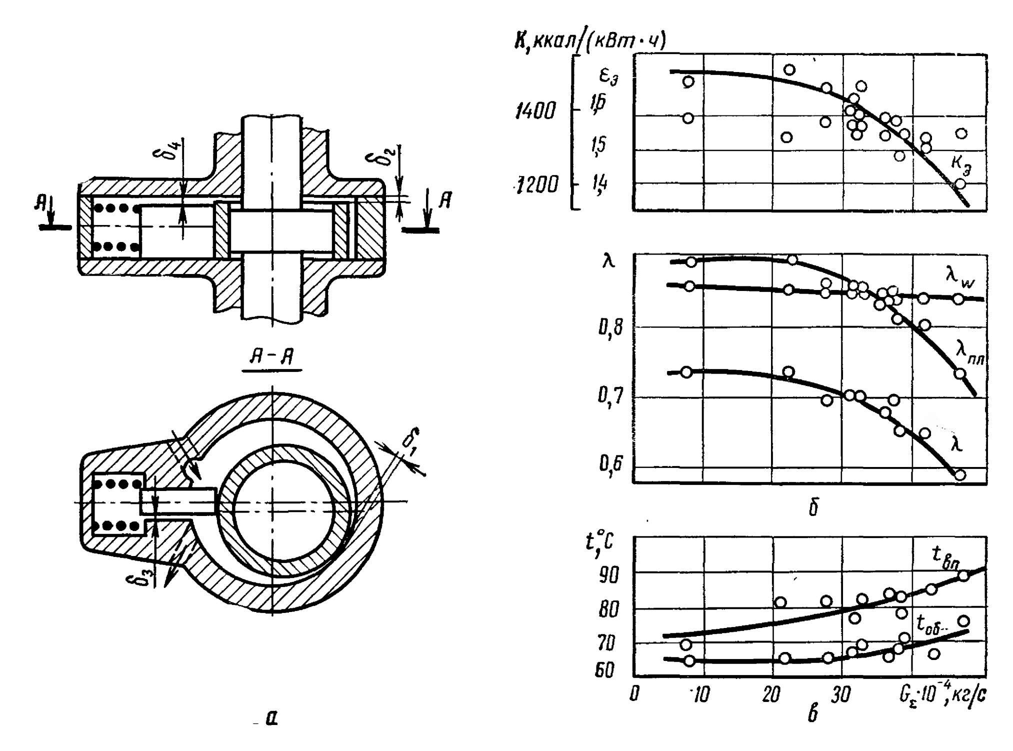


Рис. 79. Влияние зазоров в полости сжатия (*а*) на рабочие коэффициенты (*б*) и температурный уровень (*в*) ротационного компрессора.

из зазоров δ_1 и δ_2 от 20 до 60 мкм (в компрессоре ФГр от 0,35~1, работающем на номинальном режиме) суммарные протечки линейно изменяются от 13 до $60 \cdot 10^{-4}$ кг/с. В высокооборотном компрессоре ФГр 0,35~1(2) той же производительности, но с удвоенной частотой вращения (50 $с^{-1}$), теоретические протечки примерно на четверть меньше в связи с меньшей длиной зазоров.

Были проведены опыты при изменении каждого из зазоров в пределах от 10 до 40 — 60 мкм. На рис. 79,*б,в* представлена зависимость характеристик компрессора ФГр 0,35~1(2) при номинальном режиме от величины суммарной теоретической протечки через зазоры G_Σ, пропорциональной величине зазоров. Как и в поршневых компрессорах, с ростом протечек падает холодопроизводительность и пропорционально ей — холодильный коэффициент; также растет температура обмотки.

Для обобщения результатов исследования введено понятие относительного параметра плотности рабочей полости

$$\pi = \frac{G_{\Sigma\,пред} - G_\Sigma}{G_{\Sigma\,пред}} \qquad (III—7)$$

Здесь $G_{\Sigma пред}$ — максимальное значение протечки G_Σ, при котором производительность компрессора достигает допустимого нижнего предела. Для герметичных компрессоров по действующим стандартам предельное состояние наступает при снижении холодопроизводительности на 7% от номинальной (при этом компрессор должен быть заменен).

С другой стороны, для новых компрессоров теми же нормами установлен верхний допустимый предел холодопроизводительности, на 7% больший номинального. Таким образом, π может изменяться от π_{max} у нового компрес-

сора (зазоры и протечки минимальны, холодопроизводительность равна верхнему допустимому пределу) до нуля (зазоры максимальны, производительность равна минимально допустимой).

Легко показать, что при $0 \leqslant \pi \leqslant 0,5$

$$\frac{\varepsilon_э}{\varepsilon_{э.ном}} = \frac{Q_0}{Q_{0\,ном}} = 0,24\pi + 0,94. \qquad (III-8)$$

При дальнейшем увеличении π зависимость становится более пологой [158].

В оптимальных конструкциях коэффициент плотности (при номинальном режиме) изменяется в пределах от 0,98 до 0,92. При средних зазорах с понижением температуры кипения от 5 до —25° С или повышением температуры конденсации от 30 до 50° С коэффициент плотности снижается на 3—6% [69].

ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

В последнее время в холодильной технике началось широкое применение винтовых компрессоров с двумя роторами с эллиптическими зубьями. На ведущем роторе обычно имеется четыре выпуклых, а на ведомом — шесть вогнутых зубьев; отношение длины винта к наружному диаметру от 0,9 до 1,8, частота вращения 50 $с^{-1}$ и более [127].

Преимущества винтовых компрессоров по сравнению с поршневыми: надежность, компактность, удобство регулирования производительности. Их недостатки: ниже холодильный коэффициент, больше шум. Чем меньше размеры винтовых компрессоров, тем больше отрицательное влияние протечек из камеры сжатия через зазоры, поэтому в малых холодильных машинах их применяют лишь в специальных установках.

Герметичный винтовой компрессор АСМ 8/200 для самолетной установки (Англия) имеет частоту вращения 400 $с^{-1}$, равную частоте тока. Холодопроизводительность ~13 000 Вт (11 000 ккал/ч) при температурах кипения 13°С и конденсации 71°С (фреон-11). Диаметр и длина роторов 54 мм, масса 14,8 кг (собственно компрессора 4,3 кг); габаритные размеры: длина 358 мм, диаметр 190 мм.

Глава IV. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, УЗЛЫ И ДЕТАЛИ КОМПРЕССОРОВ

Основные конструктивные параметры малых холодильных компрессоров зависят от номенклатуры, принципов построения конструктивных рядов, расчетных условий работы и системы унификации узлов и деталей компрессоров. К основным узлам и деталям малых компрессоров, таким как механизм движения, клапаны, система смазки, предъявляют жесткие требования, вызванные особыми условиями их работы. Большое значение имеет выбор конструкций таких узлов (однотипных для поршневых и ротационных компрессоров), как глушители и виброизоляторы, встроенный двигатель, система охлаждения, устройства автоматической защиты.

Номенклатура малых холодильных компрессоров оказывает значительное влияние на выбор их конструктивных параметров, организацию производства, обслуживание и ремонт.

При недостаточной номенклатуре показатели холодильной машины снижаются: применение меньшего, чем нужно, компрессора не позволяет поддерживать заданную температуру, при установке большего компрессора не только неоправданно растут капитальные затраты, но и падает давление кипения. В связи с этим ухудшаются надежность и экономичность работы машины. С другой стороны, слишком широкая номенклатура вызывает излишние затраты на изготовление, эксплуатацию и ремонт компрессоров.

До освоения герметичных компрессоров номенклатура холодильных агрегатов, изготовляемых в Советском Союзе, была мала и лишена определенной системы. Номенклатура компрессоров зарубежных фирм была несравненно шире. Так, фирма «Текумсе» изготовляла компрессоры низкого давления в области до 800 Вт в виде ряда, близкого к геометрической прогрессии со знаменателем 1,22; от 800 до 7000 Вт со знаменателем от 1,2 до 1,6 (в среднем около 1,35); модели высокого давления образуют значительно более частый ряд со знаменателем около 1,1.

На основе данных о тепловых нагрузках отечественных малых холодильных установок, а также о градациях герметичных фреоновых компрессоров ведущих зарубежных фирм, был установлен параметрический ряд [165] в соответствии с 10-м рядом предпочтительных чисел по ГОСТ 8032—56, представляющим собой геометрическую прогрессию со знаменателем $q = \sqrt[10]{10} \approx 1,25$.

При этом значения номинальной холодопроизводительности образуют ряд

$$(Q_0)_i = 1,25\,(Q_0)_{i-1}. \qquad \text{(IV—1)}$$

Числа свыше 10 и менее 1 получаются умножением величин, установленных в интервале 1—10 на 10 и на 0,1 и т. д. В ГОСТ 9666—61 и ГОСТ 17240— 71 приняты следующие значения холодопроизводительности герметичных компрессоров: 220, 280, 350, 450, 550, 700, 900, 1100, 1400, 1800 ккал/ч. К этому близок ряд холодопроизводительности 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600 и 2000 Вт. Тот же ряд чисел выбран для герметичных компрессоров нескольких зарубежных фирм с той разницей, что установлена градация объемов цилиндров, описанных поршнями компрессора, за один оборот вала или за 1 ч.

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ РЯДОВ

Несмотря на большие масштабы производства малых холодильных компрессоров конструируют не отдельные модели, а их унифицированные ряды. Выбирают холодильные агенты, частоту вращения, число цилиндров, диаметр цилиндров, ход поршня, схемы компрессоров, материалы, конструкцию основных узлов и деталей. При большой номенклатуре проводят конструкторскую проработку лишь базовых моделей. В качестве базовых обычно принимают как наиболее массовые, так и наиболее напряженные модели компрессоров.

Параметрический ряд герметичных компрессоров образует геометрическую прогрессию с постоянным знаменателем $q = 1,25$. Каждый четвертый член этого ряда вдвое больше первого члена. Это соответствует переходу от одно- к двухцилиндровому компрессору:

$$\frac{(Q_{0\,\text{ном}})_{i+3}}{(Q_{0\,\text{ном}})_i} = \frac{(Q_0)_{z=2}}{(Q_0)_{z=1}} = 2. \qquad \text{(IV—2)}$$

Холодопроизводительность каждого компрессора в номинальном высокотемпературном режиме $Q_{0\,ном}$ ($t = 5$°C, $t_к = 40$°C), с учетом допустимых отклонений, вдвое больше чем в среднетемпературном $(Q_{0\,ном})_с$ при работе на том же холодильном агенте, например на фреоне-12.

$$\frac{(Q_{0\,ном})_{в.фреон\text{-}12}}{(Q_{0\,ном})_{с.фреон\text{-}12}} \approx 2. \qquad \text{(IV—3)}$$

Холодопроизводительность компрессора в номинальном среднетемпературном режиме при работе на фреоне-12 примерно вдвое больше его номинальной производительности в низкотемператур ном $Q_{0\,ном\ н}$ при работе на фреоне-22 (при мертвом объеме менее 4%):

$$\frac{(Q_{0\,ном})_{с.фреон\text{-}12}}{(Q_{0\,ном})_{н.фреон\text{-}22}} \approx 2. \qquad \text{(IV—4)}$$

В последнем случае номинальная мощность электродвигателя (несмотря на сокращение производительности вдвое) остается на прежнем уровне в связи с более трудными условиями работы

$$(N_{ном})_{с.фреон\text{-}12} = (N_{ном})_{н.фреон\text{-}22}. \qquad \text{(IV—5)}$$

При выпуске мелких серий возможно использование одной и той же модели (например, среднетемпературной), работающей в одном температурном диапазоне на фреонах-12 и -22. В этом случае отношение производительностей компрессоров будет равно отношению каждого третьего члена выбранного параметрического ряда к первому

$$\frac{(Q_{0\,ном})_{i+2}}{(Q_{0\,ном})_i} = \frac{(Q_{0\,ном})_{фреон\text{-}22}}{(Q_{0\,ном})_{фреон\text{-}12}}. \qquad \text{(IV—6)}$$

Диаметр цилиндра унифицированных компрессоров

$$D_{баз} = \text{const}. \qquad \text{(IV—7)}$$

Диаметры цилиндров компрессоров, работающих на фреоне-12 и -22,

$$D_{фреон\text{-}12} = D_{фреон\text{-}22} \qquad \text{(IV—8)}$$

Ход поршня изменяется в широких пределах

$$S = \text{var}.$$

Скорость вращения максимальная при данном уровне технологии

$$n = n_{max}.$$

В настоящее время $n_{max} = 50\ с^{-1}$.

Для построения ряда бессальниковых и унифицированных с ними открытых компрессоров приняты иные предпосылки [128]. Диаметр цилиндра и ход поршня у всех моделей одинаковы; число цилиндров последовательно принимает значения 2, 4, 8; синхронная частота вращения 16,7 и 25 $с^{-1}$. Соответственно знаменатель прогрессии изменяется от 1,3 до 1,6. Холодильный агент — фреон-12, допускается применение фреона-22 при работе с водяным конденсатором.

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

Основные геометрические параметры поршневого компрессора — это диаметр цилиндра D и ход поршня S.

Выбор геометрических параметров не является однозначным: один и тот же объем, описанный поршнем, можно получить при различных сочетани-

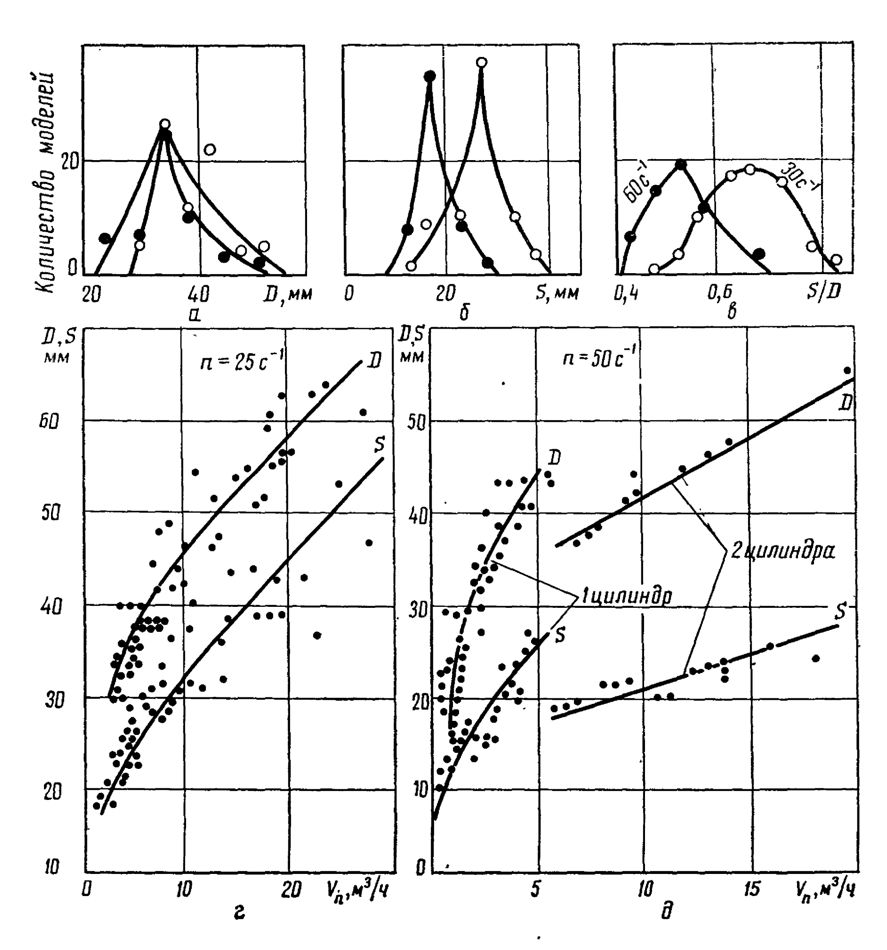


Рис. 80. Основные геометрические параметры герметичных компрессоров: *а, б, в* — диаметр цилиндра D, ход поршня S, отношение S/D компрессоров фирмы «Текумсе»; *г, д* — зависимость D и S от объема $V_п$.

ях диаметра и хода поршня. С увеличением диаметра и уменьшением хода поршня убывает скорость пара в клапанах, снижаются скорость и ускорение поршня, уменьшается площадь обрабатываемых поверхностей цилиндра и поршня, становится возможным изготовление машин большей холодопроизводительности без увеличения числа цилиндров. С другой стороны, при уменьшении хода поршня увеличивается отрицательное влияние линейного мертвого пространства, что особенно нежелательно в компрессорах малой холодопроизводительности и низкотемпературных; с увеличением диаметра возрастает масса поступательно-движущихся элементов механизма движения, а также действующие на него усилия.

Таким образом, существует ряд противоречивых факторов, от которых зависит выбор основных геометрических параметров компрессоров. В значительной мере он обусловлен принятыми принципами унификации.

В малых холодильных компрессорах отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D может изменяться в широких пределах. Так, автором были испытаны два варианта компрессора 2ФВ4 с одинаковым часовым объемом, описанным поршнями (2,9 м³/ч), но с разными частотами вращения и ходом поршня (10,7 с$^{-1}$, 30 мм и 7 с$^{-1}$, 45 мм), с одинаковым линейным мерт-

вым объемом и одной и той же клапанной группой. Оказалось, что у компрессора с бо́льшим ходом поршня и соответственно с меньшим относительным мертвым объемом более высокие коэффициенты подачи и холодильный коэффициент [54]. Последующие испытания образцов герметичных компрессоров с $0,5 \leqslant S/D \leqslant 0,75$ показали, что в данных пределах характеристики этих компрессоров практически не зависят от отношения S/D.

Основные размеры компрессора выбирают, учитывая зарубежный опыт производства, основанный на исключении неудачных решений [175]. Крупнейшая в мире фирма «Текумсе» (США) изготовляет компрессоры с диаметрами цилиндров от 20,8 до 52,4 мм со средним шагом 1,2 мм. В области от 28,5 до 36,5мм диаметры возрастают с шагом около 1,6мм, от 36,5 до 47,6 мм— с шагом 0,8 мм; в остальных областях интервалы диаметров неравномерны. Ход поршня изменяется от 9,2 до 36,5 мм в среднем с шагом 1,7 мм. В интервале от 15,9 до 23,8 мм шаг близок к 1,6 мм, в остальных областях шаг неравномерный. У компрессоров с частотой вращения 30 $с^{-1}$ преобладают модели с ходом поршня 25,8 и 30,5 мм; с частотой вращения 60 $с^{-1}$ — 15,9 и 19,0 мм. Если построить полигон распределения, разбив диаметры на группы с интервалом 5 мм, то выбор параметров становится достаточно ясным. На рис. 80 *а*, *б*, *в* приведены основные геометрические параметры компрессоров фирмы «Текумсе» с частотой вращения 30 и 60 $с^{-1}$. Наибольшее количество моделей имеют диаметры от 30 до 35 мм.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D при $n = 30\ с^{-1}$ изменяется в пределах от 0,48 до 0,83. Наиболее распространены модели с отношением S/D от 0.61 до 0,75. Модели с частотой вращения $n = 60\ с^{-1}$ имеют такие же диаметры цилиндров, но ход поршня у них меньше примерно в 1,6 раза (до 16—19 мм), поэтому отношение S/D находится в пределах от 0,43 до 0,68. Преобладает группа моделей с $S/D = 0,51 \div 0,55$. Аналогично изменяются параметры компрессоров и других фирм.

Обобщенные формулы можно представить в виде зависимостей $D = f_1\ (V_п)$ и $S = f_2(V_п)$, представленных на рис. 80, *г*, *д*.

Для каждого объема, описанного поршнем компрессора, существуют оптимальные (преобладающие) значения диаметра и хода поршня. Эти зависимости можно представить в виде

$$D_{опт} = a_1 V_п^m \qquad \text{(IV—9)}$$

$$S_{опт} = a_2 V_п^m \qquad \text{(IV—10)}$$

где m — коэффициент; для герметичных компрессоров $m \approx 0,33$.

При этом

$$(S/D)_{опт} = \text{const} \qquad \text{(IV—11)}$$

Для компрессоров с одним или двумя цилиндрами и частотой вращения 50 или 60 $с^{-1}$.

$$(S/D)_{опт} \approx 0,5. \qquad \text{(IV—12)}$$

Аналогичным способом нами были обработаны данные для герметичных и бессальниковых компрессоров со скоростью вращения 25 и 30 $с^{-1}$. Для компрессоров с одним или двумя цилиндрами

$$(S/D)_{опт} \approx 0,65. \qquad \text{(IV—13)}$$

В открытых компрессорах со скоростью вращения 5—10 $с^{-1}$ отношение

$$(S/D)_{опт} \approx 1,0. \qquad \text{(IV—14)}$$

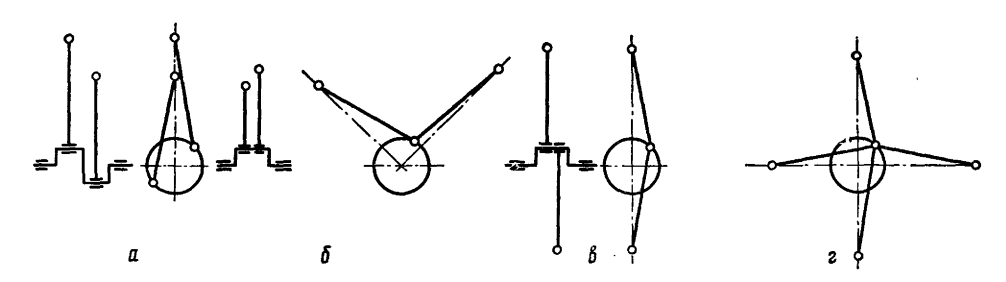


Рис. 81. Схемы малых компрессоров:
а — рядная, *б* — угловая, *в* — оппозитная, *г* — звездообразная

Таким образом, с повышением скорости вращения оптимальное отношение S/D уменьшается. Эту зависимость можно представить в виде

$$(S/D)_{\text{опт}} = C/n^{0,38} \qquad (\text{IV}-15)$$

Для того чтобы выполнить требование унификации, необходимо разделить компрессоры на группы с одинаковыми диаметрами. При этом, как показывает анализ выполненных конструкций, отношение S/D должно отклоняться от оптимального не более чем на 25%, т. е. находиться в пределах

$$0{,}75\,(S/D)_{\text{опт}} \leqslant S/D \leqslant 1{,}25\,(S/D)_{\text{опт}}. \qquad (\text{IV}-16)$$

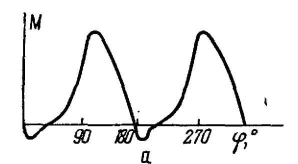
СХЕМЫ КОМПРЕССОРОВ

В наиболее распространенных одно- и двухцилиндровых герметичных компрессорах вал расположен вертикально, цилиндр — горизонтально. Это позволяет отказаться от отдельного масляного насоса.

В двухцилиндровых герметичных компрессорах применяют рядную, угловую и оппозитную схемы расположения цилиндров (рис. 81,*а*, *б*, *в*). Оси цилиндров смещены по вертикали; в угловых и оппозитных компрессорах нижние головки шатунов расположены рядом на общей шейке эксцентрикового или коленчатого вала. В рядной схеме цилиндры расположены непосредственно один под другим и имеют общие клапанные доски и крышки. Герметичные компрессоры большой производительности (для кондиционеров) изготовляют с четырьмя и лишь в отдельных случаях — с тремя или пятью цилиндрами; применяют как вертикальный, так и горизонтальный вал и отдельный масляный насос.

В бессальниковых и открытых двух- и трехцилиндровых компрессорах применяют почти исключительно рядную схему; расположение цилиндров вертикальное, вал горизонтальный двухопорный. Встроенный двигатель бессальниковых машин обычно устанавливают консольно на продолжении вала; в четырехцилиндровых машинах расположение цилиндровых блоков обычно угловое, два шатуна размещаются на одной шейке вала, валы двухопорные. Звездообразную (рис. 81,*г*) и W-образную схемы применяют в компрессорах с четырьмя и более цилиндрами. В малых холодильных компрессорах эти схемы используют редко: технологические преимущества всегда находятся на стороне конструкций с меньшим числом цилиндров.

Схема герметичного компрессора может существенно влиять на характеристики встроенного электродвигателя. Это явление, обнаруженное в опытах Б. Д. Редкозуба [101—104], вызвано тем, что в результате объединения компрессора и электродвигателя в единое целое их суммарная масса становится значительно меньше, а степень неравномерности — больше.



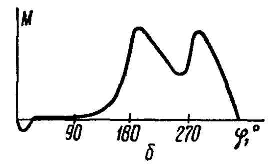


Рис. 82. Изменение нагрузки за оборот вала компрессоров с угловой (*а*) и рядной или оппозитной (*б*) схемами.

Поэтому резко возрастают пульсации нагрузки на вал компрессора за один оборот (рис. 82, *а*), что сильно влияет на потери в электродвигателе.

Оказалось, что при испытаниях электродвигателей на открытом стенде в обычных условиях с равномерной нагрузкой значения к. п. д. более высокие, а температуры обмотки более низкие, чем при работе в компрессоре.

В компрессорах с рядной или оппозитной схемами нагрузка на вал более равномерна (рис. 82, *б*), поэтому характеристики встроенного электродвигателя и герметичного компрессора в целом лучше, чем у компрессоров с угловой схемой. Так, испытания четырехцилиндрового компрессора ФГП-14 с частотой вращения 25 $с^{-1}$ в двух вариантах (с угловой и оппозитной схемами) показали, что при работе на номинальном режиме электрический холодильный коэффициент компрессора с угловой схемой на 12% ниже, а температура обмоток на 24°С выше, чем у компрессора с оппозитной схемой, степень неравномерности которого оказалась в 1,5 раза меньше. При 50 $с^{-1}$ обе схемы практически одинаковы.

Компрессоры с угловой схемой расположения цилиндров и валом с двумя шатунными шейками, также расположенными под углом, по характеру изменения нагрузки близки к компрессорам с рядной и оппозитной схемами, но применяют эту схему редко. При угловой схеме лучше уравновешиваются силы и моменты инерции, чем при рядной, но трудней условия пуска.

УНИФИКАЦИЯ

Высокая степень унификации малых холодильных компрессоров обеспечивает более эффективную работу машиностроительных заводов, упрощает эксплуатацию и облегчает ремонт компрессоров, хотя и заставляет отказываться от оптимальных конструкций отдельных моделей. Степень унификации характеризуется коэффициентом применяемости (см. главу V). Герметичные компрессоры ХЗХМ имеют очень высокий коэффициент применяемости: от 0,977 до 1,0 [48]. В них использованы одни и те же поршни, шатуны, поршневые пальцы, клапанные группы и крышки цилиндров. Эксцентриковые валы имеют равные размеры коренных и шатунных шеек при разном эксцентриситете. Посадочные размеры ротора на валах одинаковы. Унифицированы встроенные электродвигатели, имеющие одинаковые диаметры статора и ротора.

Применяют кожухи только двух диаметров: 235 и 261 мм с одинаковыми запорными вентилями и проходными контактами.

РАСЧЕТНЫЕ УСЛОВИЯ

Допустимые условия работы холодильных компрессоров установлены в нормативной документации — стандартах и технических условиях.

Расчет узлов и деталей компрессоров производят при указанных ниже условиях, вызывающих наибольшие нагрузки.

1. Максимальная разность давлений, действующих на поршень,

$$\Delta p_{max} = p_{к.\ max} - p_{0\ min}. \qquad (IV-17)$$

В герметичных компрессорах это наблюдается в случае работы на фреоне-502 при $t_к = 55°C$, $t_0 = -40°C$.

От $p_{к.max}$ и $p_{0\,min}$ зависит также максимальное отношение давлений нагнетания и всасывания

$$\pi_{max} = \frac{p_{к\,max}}{p_{0\,min}}.$$

Эта величина обычно не ограничивает возможностей применения компрессора и не регламентируется, но характеризует эффективность его эксплуатации.

2. Максимальная мощность.

В малых холодильных компрессорах максимальная мощность наблюдается при максимальных температурах конденсации и кипения. При этом на механизм движения действует разность давлений

$$\Delta p_1 = p_{к.\,max} - p_{0\,max}. \qquad (IV—18)$$

В герметичных машинах общего назначения наибольшая потребляемая мощность наблюдается при $t_к = 55°C$ и $t_0 = 10°C$. Условия для компрессоров, предназначенных для машин с капиллярной трубкой, устанавливают особо (см. с. 176).

Для обеспечения надежности работы компрессора при возможных случайных колебаниях температуры окружающей среды его работоспособность проверяют в течение 1 ч при

$$t_{к.\,пр} = t_{к.\,max} + 10°C \quad и \quad t_0 = 10°C. \qquad (IV—19)$$

3. Минимальное расчетное напряжение электрического тока

$$U_{min} = cU_{ном}, \qquad (IV—20)$$

где c — коэффициент допустимого падения номинального напряжения; для герметичных компрессоров $c = 0,85$.

4. Максимальная расчетная температура всасывания $t_{км1\,max}$. В герметичных компрессорах $t_{км1\,max} = 35°C$.

5. Максимальная расчетная температура окружающей среды $t_{0\,cmax}$.

При этих условиях и их вероятных комбинациях усилия, действующие на трущиеся детали, должны быть не выше допустимых; температуры электродвигателя, масла и фреона должны находиться в установленных пределах; начальный пусковой и рабочий вращающий моменты электродвигателя должны быть больше моментов сопротивления (нормативные значения этих величин для различных типов компрессоров указаны в главе V).

При аварийных режимах (обрыв фазы, повреждение вентилятора и др.) допускается кратковременное повышение давления до

$$p_{пред} > p_{к.\,max} \qquad (IV—21а)$$

и температуры до

$$t_{пред} > t_{max}, \qquad (IV—21б)$$

при которых приборы автоматической защиты должны остановить компрессор.

УЗЛЫ И ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМА ДВИЖЕНИЯ

В малых холодильных машинах применяют в основном кривошипно-шатунные и кривошипно-кулисные механизмы движения.

Кривошипно-шатунный механизм движения состоит из коленчатого (рис. 83, *а*) или эксцентрикового (рис. 83, *б*) вала, шатуна, поршневого паль-

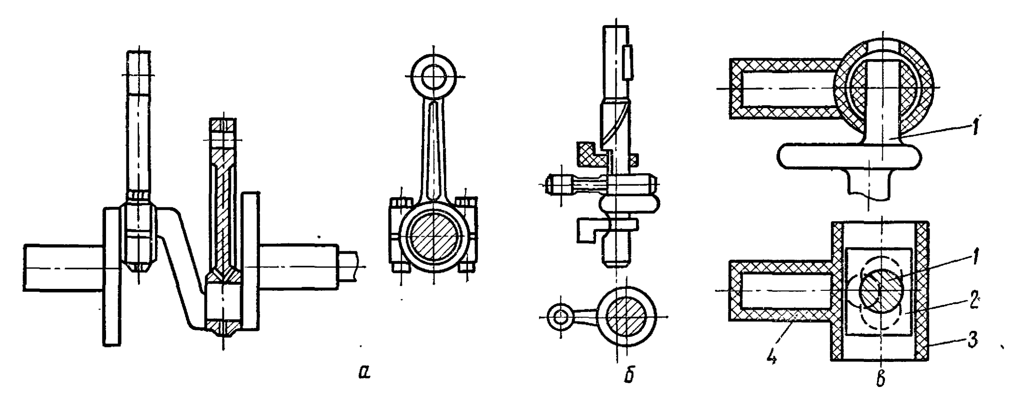


Рис. 83. Типы механизма движения малых компрессоров:
кривошипно-шатунный с коленчатым (*а*) и эксцентриковым (*б*) валами; кривошипно-кулисный (*в*)

ца и поршня. В механизмах с коленчатым валом применяют шатуны с разъемной, а с эксцентриковым валом — с неразъемной нижней головкой.

Эксцентриковый вал и шатун с неразъемной нижней головкой проще и дешевле в изготовлении, но их нельзя использовать при большом ходе поршня. Масса эксцентрикового вала больше, чем коленчатого. В многоцилиндровых компрессорах иногда применяют вильчатые или прицепные шатуны.

В качестве примера на рис. 84 показаны детали механизма движения герметичного компрессора для кондиционера: коленчатый вал *1*, поршень *2*, поршневое кольцо *3*, палец *4*, шатун *5*, поршень и шатун в сборе *6*.

Кривошипно-кулисный механизм движения (рис. 83, *в*) состоит из кривошипного вала *1*, ползуна *2*, перемещающегося перпендикулярно отно-

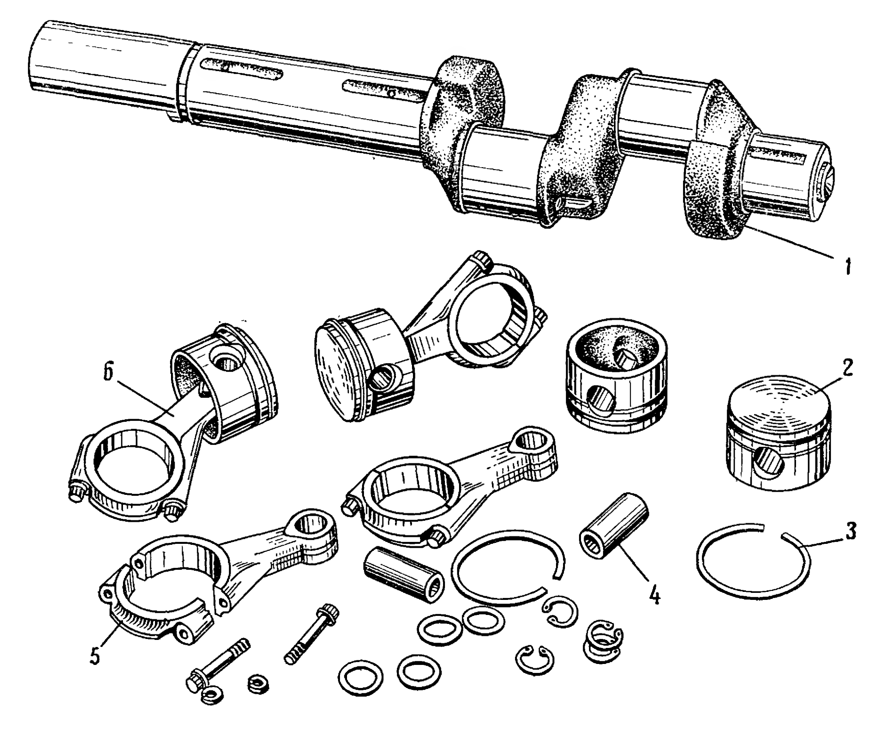


Рис. 84. Детали механизма движения.

сительно оси кулисы *3*, припаянной или приваренной к поршню *4*. Такой механизм движения применяют преимущественно в одноцилиндровых герметичных компрессорах малой производительности, но иногда и в компрессорах с двумя и четырьмя цилиндрами, с кулисами на общем кривошипе и оппозитным расположением цилиндров.

Силы, действующие на механизм движения, определяются разностью давлений, действующих на поршень, и инерционными усилиями [124, 126] В табл. 27 приведены нормативные значения расчетных давлений для фреоновых компрессоров: открытых и бессальниковых, герметичных с частотой вращения 25 и 50 $с^{-1}$.

Таблица 27

Условия работы	Расчетные давления						
	открытые и бессальниковые компрессоры	герметичные компрессоры исполнений					
		С	*Н*	*В*	*С*	*Н*	*В*
		$n = 25\ с^{-1}$			$n = 50\ с^{-1}$		
Максимальное давление конденсации, МПа	1,55	1,21	1,94	1,94	1,36	2,17	2,17
Минимальное давление кипения, МПа	0,1	0,12	0,11	0,36	0,12	0,11	0,36
Максимальная разность давлений, МПа	1,2	1,09	1,83	1,58	1,24	2,06	1,81
Максимальное давление кипения при пуске, МПа	—	0,36—0,42	0,58—0,68	0,58—0,68	0,36—0,42	0,58—0,68	0,58—0,68
Максимальное давление конденсации при пуске, МПа	—	1,21	1,53	1,94	1,36	1,72	2,17

В компрессорах с частотой вращения 25 $с^{-1}$ силы, действующие на механизм движения, практически всегда находятся в допустимых пределах; средняя скорость поршня наиболее массовых моделей 0,8—1 м/с (тогда как в компрессорах средней производительности она достигает 3 м/с). Поэтому размеры деталей во многих случаях определяются лишь технологическими соображениями. У малых компрессоров с частотой вращения 50 $с^{-1}$ и более средняя скорость поршня больше. В табл. 28 приведены средняя скорость поршня и величина Sn^2, пропорциональная максимальному ускорению поршня, для компрессоров фирмы «Текумсе» с синхронной частотой вращения 30 и 60 $с^{-1}$.

Таблица 28

Средняя скорость поршня и величина Sn^2	Частота вращения, $с^{-1}$	
	30	60
Средняя скорость поршня, м/с		
минимальная	0,85	1,1
в наиболее распространенной модели	1,5	1,9
максимальная	2,2	3,2
Величина $Sn^2 \cdot 10^{-2}$, м/с^2		
минимальная	1,1	4,3
в наиболее распространенной модели	2,4	6,5
максимальная	3,3	10

Как видно из табл. 28, с увеличением частоты вращения от 30 до 60 $с^{-1}$ средняя скорость поршня возросла в 1,3—1,5 раза, максимальное ускорение в 3—4 раза.

Маховой момент маховика определяют из условия

$$GD^2 = \frac{L}{n^2 \delta}, \qquad (IV-22)$$

где L — избыточная работа, определенная по диаграмме тангенциальных усилий, действующих на вал;
n — частота вращения;
δ — степень неравномерности;

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}, \qquad (IV-23)$$

где ω_{max}, ω_{min}, ω_{cp} — соответственно максимальная, минимальная и средняя угловая скорость вращения за оборот.

В высокотемпературных герметичных компрессорах при работе на номинальном режиме допускается степень неравномерности порядка $\frac{1}{9}-\frac{1}{10}$ [101, 102, 104, 106] в отличие от открытых компрессоров с приводом от асинхронных электродвигателей через ременную передачу или эластичную муфту, где степень неравномерности рекомендуется принимать равной от $\frac{1}{40}$ до $\frac{1}{80}$, а при передаче непосредственно от двигателя или через жесткую муфту — от $\frac{1}{80}$ до $\frac{1}{120}$ [15, 126].

В случае повышения нагрузки электродвигателя герметичных компрессоров, в частности при работе с более высокими давлениями кипения и конденсации, т. е. при увеличении максимального вращающего момента, степень неравномерности увеличивается. Динамические характеристики компрессора ФГП-2,2 приведены в табл. 29.

Таблица 29

Динамические характеристики	Температура кипения, °С			
	5	5	10	10
	Температура конденсации, °С			
	40	50	50	60
Отношение среднего вращающего момента к номинальному	1	1,13	1,27	1,46
Отношение максимального вращающего момента к номинальному	1,72	1,95	2,13	2,47
Среднее скольжение, %	7,7	8,4	9,6	12,6
Степень неравномерности вращения	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{7,2}$	$\frac{1}{6,5}$	$\frac{1}{5,3}$

В результате опытов было установлено, что при повышении скольжения пульсации вращающего момента снизились, и поэтому холодильный коэффициент возрос, а температура обмотки стала ниже. Подобный эффект дало и увеличение в 1,4 раза махового момента компрессора ФГП-2,2 с однофазным электродвигателем с помощью маховика. В обоих случаях энергетические показатели компрессора повысились на 8—10% [104].

Детали механизма движения изготовляют из следующих материалов. Коленчатые и эксцентриковые валы изготовляют из стали (Сталь 20, Сталь 20Х и Сталь 45) с последующей цементацией и закалкой до твердости 45—55 по Роквеллу, иногда — из чугуна, подшипники — из бронзы, чугуна или алюминиевых сплавов. В компрессорах ФГП и ФГВ эксцентриковый вал

изготовлен из легированной стали марки Сталь 18Х2НЧМА. Шатуны с разъемной нижней головкой делают стальными, причем нижнюю головку заливают баббитом или устанавливают в ней бронзовые вкладыши, а в верхнюю запрессовывают бронзовую втулку. Используют также разъемные шатуны из алюминиевого сплава, армированные бронзовыми втулками и неразъемные — из чугуна или бронзы.

Применение в парах трений металлокерамики, заготовки из которой можно получить с большей точностью, чем из чугунного литья, позволяет уменьшить объем механической обработки. В компрессоре ФГ 0,14 для бытовых холодильников [51] одним заводом применена такая пара трения вместо чугуна СЧ15-32. Исходные материалы для металлокерамики: железный порошок ПЖ2М2 (96%), графитовый порошок ЭКБ (1,5%), медный порошок ПМ-1 или ПМ-2 (2,5%). Твердость деталей 60—100 НВ, масловпитываемость не ниже 2%, пористость 17—20%. Подшипник, поршневой палец и плунжер масляного насоса изготовлены из металлокерамики; сопряженные детали — из автоматной стали А12. Испытания на машине трения и в компрессорах при давлении нагнетания 3 МПа показали, что износ трущихся деталей уменьшился; эксплуатационные испытания дали удовлетворительные результаты. Трудоемкость изготовления деталей снизилась на 10—30%, был ликвидирован брак из-за литейных дефектов, уменьшилась себестоимость деталей, несмотря на повышение стоимости заготовок. Из металлокерамики делают также подпятники в компрессорах с вертикальным валом.

Поршни герметичных компрессоров изготовляют обычно без поршневых колец с одной или двумя (иногда с тремя-четырьмя) уплотнительными канавками. В машинах с кулисным механизмом, где поршни припаивают к кулисе, канавки обычно отсутствуют. Пальцы в больших компрессорах фиксированные, в компрессорах меньших размеров фиксированные или плавающие.

Часто в крышке поршня делают паз для пластины всасывающего клапана с целью уменьшения мертвого зазора.

Для изготовления поршней применяют чугун, сталь, алюминиевые сплавы, пальцев — сталь марок Сталь 20Х или Сталь 45 (HRC 50—60). Если поршень и цилиндр изготовлены из разных материалов, между ними оставляют зазор для компенсации теплового расширения.

Удельные давления p, скорости перемещения v и произведение pv в парах трения малых холодильных компрессоров зависят от принятых условий работы, холодильных агентов, системы смазки, материалов трущихся пар и их обработки. В компрессорах с частотой вращения 25 $с^{-1}$ названные величины [8, 45, 109] изменяются в пределах, приведенных в табл. 30.

Таблица 30

Пара трения (материал)	p, МПа		v, м/с		pv, МПа·м/с	
	от	до	от	до	от	до
Цилиндр — поршень (чугун — чугун)	0,1	0,5	0,8	1,5*	0,1	0,6
Поршень — палец (чугун — сталь)	5	10	—	—	—	—
Палец — шатун (сталь — чугун, сталь — бронза)	5	14	—	—	—	—
Шатун — вал (чугун — сталь, бронза — сталь)	0,2	4,5	2	6	5	14
Вал — подшипник						
нижняя опора	2	3	1	2	2	5
верхняя опора	0,5	1	1	2	1	2

* В бессальниковых компрессорах до 3,2 м/с.

В компрессорах с частотой вращения до 50 $с^{-1}$ условия работы более тяжелые, поэтому в таких компрессорах для пар трения применяют более стойкие материалы, повышают чистоту обработки, уменьшают зазоры.

СИСТЕМА СМАЗКИ

В малых фреоновых открытых компрессорах с частотой вращения 7—14 $с^{-1}$ широко применяется смазка разбрызгиванием (барботажная). Коленчатый вал и нижняя головка шатуна при вращении увлекают за собой масло, которое оседает на стенках цилиндра и механизме движения.

В ряде конструкций открытых и бессальниковых компрессоров с частотой вращения 16—25 $с^{-1}$ применяют смазку под гидростатическим напором небольшого столба масла, подаваемого в напорный сосуд специальным черпаком или колесом. В компрессорах производительностью свыше 4000 Вт и в некоторых герметичных машинах используют принудительную смазку с помощью специального шестеренчатого, плунжерного или ротационного насоса. Масло подается в сверление, расположенное вдоль оси коленчатого вала, поступает к шатунным шейкам, а затем проходит по сверлению в теле шатуна к верхней головке, откуда стекает на стенки цилиндра.

Принудительная смазка обеспечивает лучшее охлаждение подшипников и менее шумную работу компрессора (при смазке разбрызгиванием шум создается в момент встречи вращающихся деталей с маслом), повышает надежность и долговечность машины.

В герметичных компрессорах применяют только принудительные системы смазки [76].

Насосы. В малых холодильных компрессорах применяют центробежные, шнековые и объемные (шестеренчатые и ротационные) насосы. Основной тип насосов компрессоров с вертикальным валом — центробежный, не требующий дополнительных деталей, наиболее простой и надежный. Работа такого насоса не зависит от направления вращения вала, что необходимо в компрессорах с трехфазными электродвигателями. Наиболее распространены центробежные насосы со сверлением в валу, смещенным относительно его оси (рис. 85, *а*). Масло под действием центробежной силы проходит по радиальному отверстию и вертикальному каналу и далее направляется к парам трения. Иногда в валу располагают два или несколько таких сверлений: по одному из них масло поступает к нижней головке шатуна, по другому — к верхнему коренному подшипнику вала; эта конструкция, показанная на рис. 85, *а*, принята в компрессоре ФГ 0,7 ∼ 3. Диаметр входного отверстия в валу обычно равен 5—6 мм, радиальных и эксцентрично расположенных сверлений — 3—4 мм. Иногда вместо радиальных сверлений применяют пазы на торце вала. Следует учесть, что в таких насосах масло не может проходить по сверлению, пересекающему ось вала. Вертикальные каналы обычно смещены не менее чем на 6—7 мм от оси.

В компрессорах без нижнего коренного подшипника используют удлинитель, насаживаемый на нижний конец вала (рис. 85,*б*). В герметичных компрессорах больших размеров с двумя или несколькими цилиндрами применяют также центробежные насосы, подающие масло в осевой канал вала.

Для этой цели служат выточки или центробежное колесо на торце вала (рис. 86, *а*), расположенное в расточке корпуса подшипника. Масло нагнетается колесом через пазы в подпятнике к отверстию в пластине и далее в осевой канал вала. Производительность таких насосов больше, но конструкция сложнее.

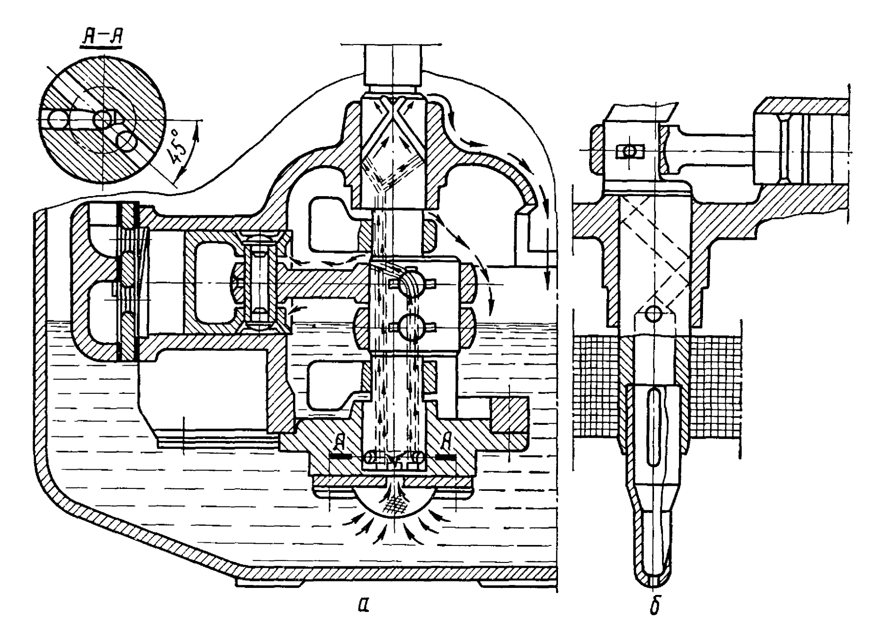


Рис. 85. Масляные насосы:
а — с двумя каналами; *б* — с удлинителем.

Шнековые (винтовые) смазочные насосы могут работать только при определенном направлении вращения вала, т. е. в компрессорах с однофазными электродвигателями. Эти насосы (рис. 86, *б*), как правило, применяют вместе с центробежным насосом, который подает масло на вход в шнек.

Масло поступает в отверстие *3* и по радиальному каналу *2* подается к входу в шнековый насос (винтовую канавку) *4* на коренной шейке вала и далее по сверлению *1* в осевой канал *5*.

Объемные смазочные насосы (шестеренчатые и ротационные) применяют преимущественно в компрессорах с горизонтальным валом, бессальниковых, а также герметичных для бытовых холодильников (см. рис. 42). Область применения последних все более сужается.

Устройства для подвода масла к поверхностям трения. От насоса к трущимся поверхностям масло подается по сверлениям в теле деталей механизма

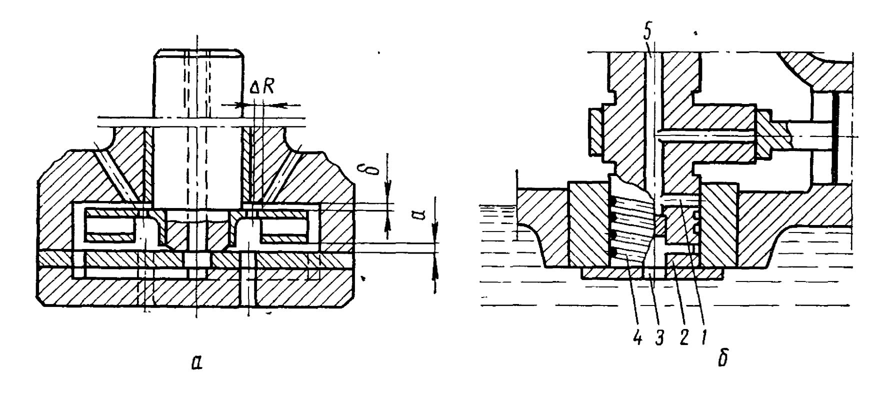


Рис. 86. Масляные насосы:
а — с центробежным колесом; *б* — центробежный и шнековый.

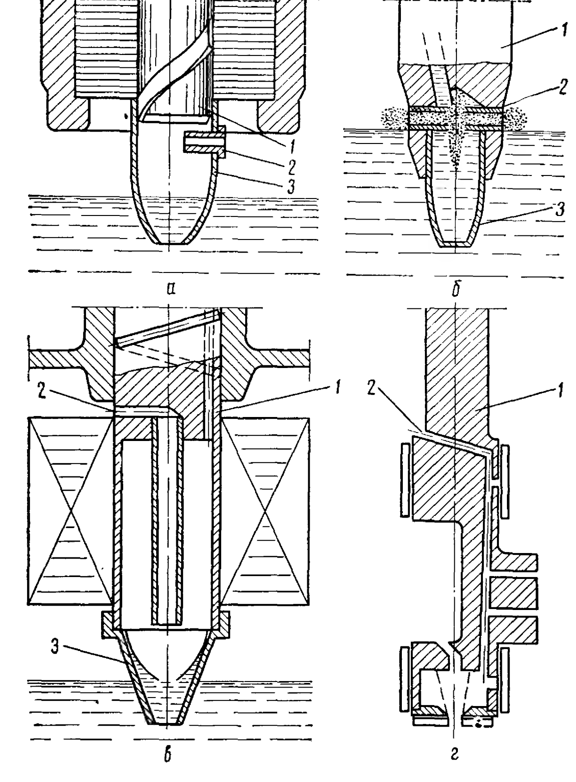


Рис. 87. Устройства для удаления пара из смазочного масла:

а, б — радиальные трубки, *в* — вертикальная трубка, *г* — наклонное сверление.

движения и подшипников и по канавкам на их поверхности. В некоторых иностранных конструкциях (фирм «Копеленд», ДКК) масло, увлекаемое из нижней части кожуха, по тонкой трубке поступает во всасывающую полость крышки цилиндра и смазывает клапаны и цилиндр. Часто на валу в том месте, где смазочные каналы выходят на поверхность подшипников, делают канавки для распределения смазки и улучшения теплоотвода от подшипника. Длина канавок на кривошипной шейке вала обычно составляет около одной трети длины подшипника.

В верхний коренной подшипник, разделенный кольцевой канавкой на две части, смазка обычно подается по двум радиальным сверлениям в обеих частях подшипника. Смазочные канавки направлены от этих отверстий к кольцевой канавке.

Для смазки поршневого пальца обычно делают сверления в теле и верхней головке шатуна. В современных герметичных компрессорах с горизонтальными цилиндрами на нижней головке шатуна имеется серповидная канавка, а в теле шатуна — осевое сверление.

При совмещении канавки с отверстием в шейке вала масло подается к кольцевой канавке на поверхности пальца, далее по осевому каналу в пальце масло поднимается на поверхность поршня, заполняет кольцевые канавки и смазывает цилиндр.

В компрессорах с кривошипно-кулисным механизмом, где поршень выходит из цилиндра в нижней мертвой точке на величину не менее хода поршня, смазка обеспечивается каплями масла, падающими на поршень. Если за пределы цилиндра выходит небольшая часть поршня, на ней делают канавку, где собираются капли масла.

Устройства для удаления пара из масла. Растворимость фреона в масле улучшается при повышении давления и понижении температуры, что наблюдается после каждой остановки компрессора. Последующий пуск сопровождается выделением пара, масло вспенивается, в насосе образуются пузыри, способные нарушить непрерывность потока. Под действием центробежной силы жидкость отбрасывается к периферии, а пар собирается у оси вращения. Для его удаления используют специальные так называемые дегазационные устройства.

Наиболее просто отводится пар с помощью радиально расположенных в валу *1* или насадке *3* трубок *2* (рис. 87*а, б*).

В том случае, если отверстие для вывода пара можно сделать лишь в верхней части вала *1* с насадкой *3*, например над ротором электродвигателя, применяют дополнительную вертикальную трубку (рис. 87, *в*) и радиальное сверление *2*. В некоторых конструкциях пар отводят из верхней части канала по наклонному (рис. 87, *г*) сверлению, пересекающему ось вала *1*.

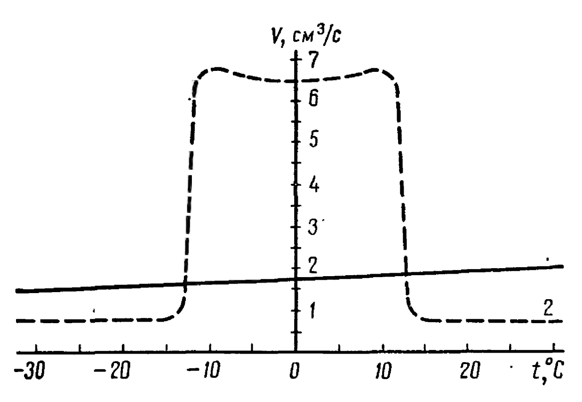


Рис. 88. Зависимость производительности масляного насоса от температуры масла при работе с дегазационной трубкой (*1*) и без нее (*2*).

По данным фирмы «Данфосс» производительность смазочного насоса без дегазационных трубок резко меняется, если температура масла выходит за весьма узкие пределы (рис. 88).

В центробежных насосах с рабочим колесом (см. рис. 86, *а*) дегазационные отверстия делают и в диске колеса, и в корпусе.

В насосе диаметром 50—75 мм, высотой 5—7 мм с частотой вращения 25 $с^{-1}$, зазор δ должен находиться в пределах 0,2—0,3, а взаимное смещение отверстий ΔR — от 1,5 до 4 мм при диаметре отверстий от 2 до 4 мм соответственно. При этом зазор *а* под колесом должен быть не больше 0,5 мм [75].

КЛАПАНЫ

Клапаны принадлежат к числу наиболее нагруженных элементов компрессора. В малых компрессорах наиболее распространены клапаны с упругими пружинящими пластинами (рис. 89, *а*), в том числе с пластинами со свободными концами, с одним закрепленным концом, с центральным креплением, с двумя закрепленными концами, закрепленными по контуру и кольцевыми. Наряду с упругими применяют жесткие пластины, не меняющие формы при работе, в том числе дисковые пятачковые, изображенные на рис. 89,*б*. Упругие пластины получают все большее распространение; преобладают пластины консольного типа, закрепленные с одной стороны.

Пластина всасывающего клапана обычно укреплена на двух штифтах, запрессованных в торец цилиндра. С другой стороны пластины часто делают язычок, а в торце цилиндра — соответствующий паз. Клапаны фирмы «Текумсе» (рис. 89,*в*) даже у самых малых машин имеют два всасывающих отверстия, во всех пластинах сделаны продольные вырезы, так что ширина полосы в месте наибольших деформаций пластины составляет 3—5 мм.

Нагнетательные клапаны той же фирмы представлены на рис. 89,*г*. В некоторых конструкциях используют прямые пластины, закрепленные с обеих сторон и закрывающие одно центральное отверстие. Но в большинстве компрессоров применяют подковообразные клапаны с ограничителями (а в ряде случаев и рессорами) той же формы.

На рис. 89,*д* представлены примеры выполнения пластин клапанов (ряда американских фирм), которые закрывают весь торец цилиндра. Клапаны собирают на болтах, которые крепят к цилиндру крышку.

Толщина упругих пластин обычно находится в пределах от 0,15 до 0,4 мм (рессор — до 0,7 мм), высота подъема от 0,5 до 1,2 мм. Несколько конструкций клапанов в сборе показано на рис. 90. Условия работы клапанов малых холодильных компрессоров легче, чем компрессоров большой произво-

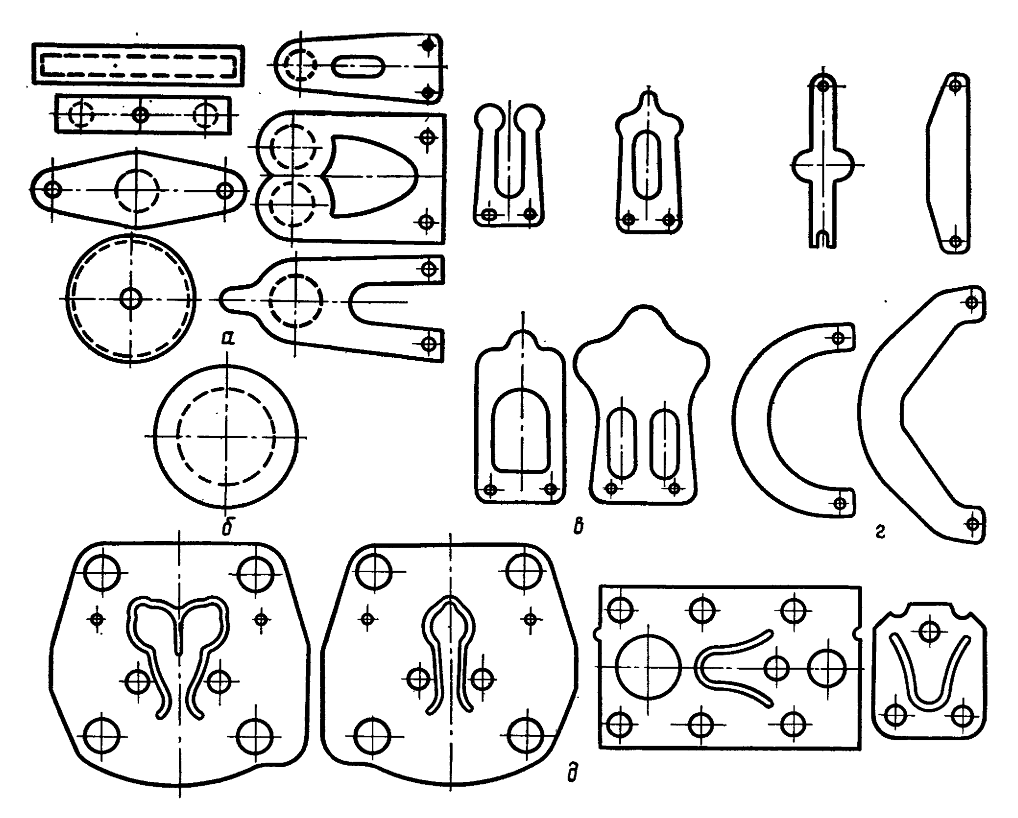


Рис. 89. Пластины клапанов:
а — упругие, *б* — жесткая, *в*, *г*, *д* — образцы иностранных фирм.

дительности, так как у них меньше ход запорных органов. Но требования к их надежности и долговечности значительно выше. Срок службы клапанов должен быть не менее 50 000 ч, тогда как у клапанов больших компрессоров — несколько тысяч часов [124].

Упругие пластины клапанов отечественных компрессоров изготовляют из холоднокатаной стали У10А или из шведской стали «Сэндвик», плиты — из стали марки Сталь 45, жесткие пластины — из хромистой стали марки Сталь 70С2ХА. Пластины клапанов американских и западноевропейских герметичных компрессоров изготовляют из шведской стали «Сэндвик».

Теория работы клапанов газовых компрессоров позволяет рассчитать потерю давления (депрессию) в полностью открытом клапане [124]. Основное влияние на характеристики компрессоров оказывает депрессия в нагнетательных клапанах.

Отношение потери давления в нагнетательном клапане Δp к давлению нагнетания $p_н$:

$$\frac{\Delta p}{p_н} = f(M, \varphi), \qquad \text{(IV—24)}$$

где φ — угол поворота кривошипа;
M — критерий скорости потока;

$$M = \frac{w_{кл}}{c_{зв}},$$

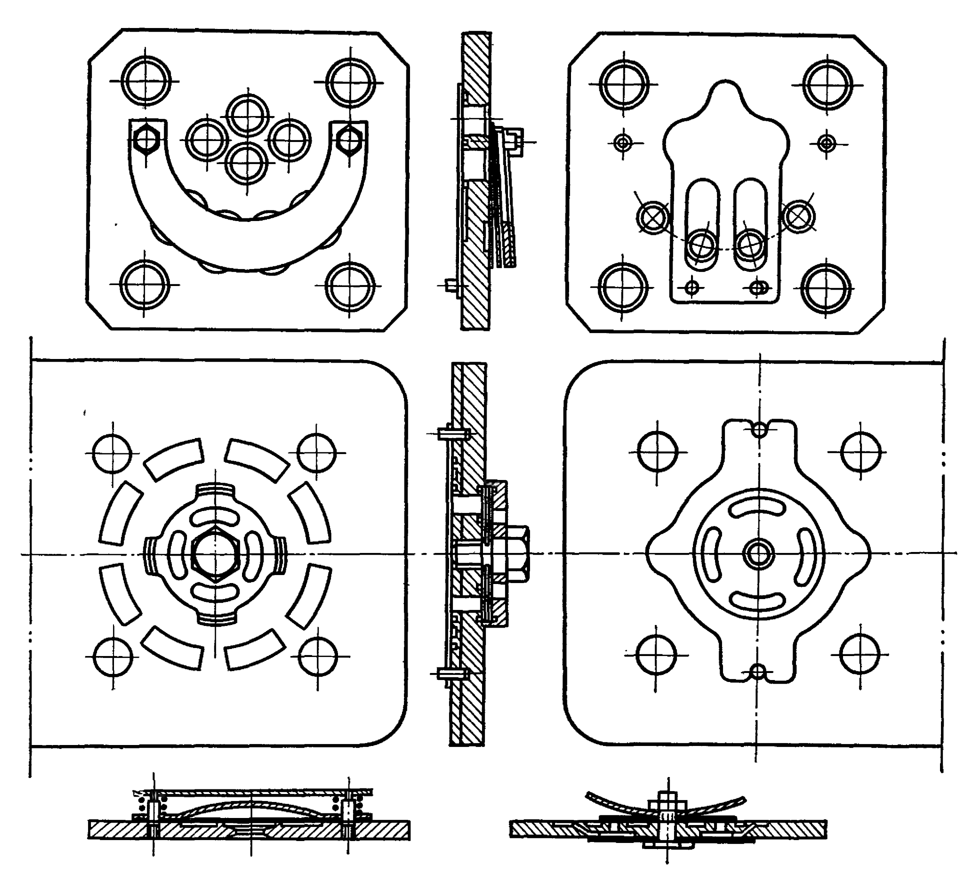


Рис. 90. Клапаны в сборе.

где $w_{кл}$ — средняя скорость газа в седле клапана;
$c_{зв}$ — скорость звука в газе — см. уравнение (II—9).

Средняя скорость газа в седле клапана

$$w_{кл} = \frac{F_п \cdot 2S/n}{z \alpha_c f_c},$$

где $F_п$, S — площадь и ход поршня;
n — частота вращения компрессора;
z — число клапанов;
α_c, f_c — коэффициент расхода и площадь седла клапана.

В результате расчета клапанов по уравнению (IV—24) при работе на фреоне-12 получены следующие значения максимального падения давления в полностью открытом клапане [143]:

Критерий скорости потока M	0,2	0,3	0,4	0,51
Максимальное относительное падение давления $\frac{\Delta p}{p_н}$	0,06	0,14	0,27	0,45

Указанные максимальные значения наблюдаются при углах поворота кривошипа 290—310°С.

При движении поршня к верхней мертвой точке (в. м. т.) скорость газа и соответственно падение давления в клапане изменяются от нуля до максимума, а в в. м. т. снова становятся равными нулю. С увеличением проходно-

го сечения седла нагнетательного клапана падение давления уменьшается, но увеличивается мертвый объем. Вопрос о выборе оптимального проходного сечения рассмотрен выше.

В специальных низкотемпературных машинах, работающих при —40 ÷ —60°С, мертвый объем уменьшают до 1—1,5%.

Коэффициент расхода седла $\alpha_с$ убывает с ростом отношения высоты подъема пластины h к диаметру седла $d_с$.

В области $0{,}08 \leqslant \frac{h}{d_с} \leqslant 0{,}22$ результаты опытов [143] можно представить в виде

$$\alpha_с = 0{,}8 - 0{,}6\frac{h}{d_с}. \tag{IV—25}$$

При $\frac{h}{d_с} < 0{,}08$ коэффициент расхода близок к 0,75.

Таким образом, падение давления зависит от холодильного агента, режима работы компрессора, формы и размеров проходного сечения клапана, скорости пара.

Приведенные выше уравнения характеризуют потери давления в клапане при полном открытии пластины, что наблюдается лишь на небольшой части хода выталкивания. Потери давления в клапане зависят и от траектории пластины. Пластина, поднявшись, ударяется об ограничитель, отскакивает, снова ударяется и так колеблется некоторое время. На рис. 91,*а*, *б*, *в* показаны (по опытам И. Н. Шварца [143]) траектории пластины нагнетательного клапана компрессора ФГ 0,7 ~ 3 при температуре кипения 5° С и конденсации 30,40 и 50° С (клапан без пружины, толщина пластины 0,25 мм, высота подъема 1,35 мм). При $t_к$ = 30° С пластина большую часть хода выталкивания была полностью открыта и своевременно опускалась на седло, при 50° С все время колебалась у ограничителя, клапан запаздывал (после в.м.т. видны колебания пластины). Запаздывание закрытия клапана влияет на работу компрессора подобно увеличению мертвого объема, вызывая снижение его рабочих коэффициентов. Необходимо правильно выбирать жесткость пружины (рессоры) клапана: при малой жесткости происходит запаздывание закрытия клапана, при слишком большой — клапан не может открыться полностью и потери давления неоправданно увеличиваются. Траектория клапана и изменение давлений в цилиндре в случае нормальной жесткости клапана показаны на рис. 82, *г*, слишком большой жесткости — на рис. 82,*д* (клапан открывался не полностью, раньше времени закрывался и потом вновь подбрасывался вверх).

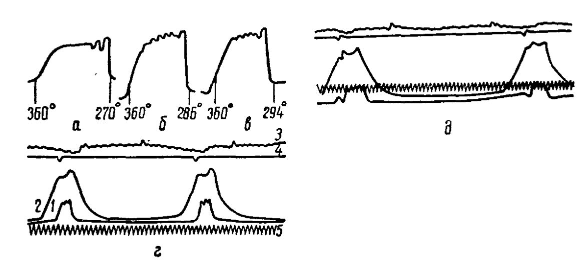


Рис. 91. Траектории нагнетательного клапана при температурах конденсации 30°С (*а*), 40°С (*б*), 50°С (*в*) при нормальной (*г*) и чрезмерной (*д*) жесткости.

1 — траектория пластины клапана; *2* — индикаторная диаграмма; *3* — пульсация в нагнетательной полости; *4* — отметки в. м. т.

В качестве расчетных следует принимать условия, при которых может произойти запаздывание закрытия клапана: максимальное расчетное давление конденсации ($t_к$ = 50 или 55° С) при отношении давлений нагнетания и всасывания около 4.

Требуемая жесткость пластины клапана зависит от частоты вращения и режима работы компрессора, холодильного агента, размеров и массы плас-

тины, хода клапана и коэффициента давления потока пара ρ. Для малых фреоновых компрессоров ρ находится в пределах от 0,3 до 0,8; в большей части опытов — от 0,4 до 0,6 [143]. У компрессоров, работающих с высоким давлением нагнетания, жесткость пластины вместе с рессорой должна быть больше. При значительных изменениях давления $p_н$ клапан будет запаздывать или закрываться преждевременно. В этом случае отрицательное влияние запаздывания сильней, поэтому рекомендуется рассчитывать клапан на максимальное давление нагнетания.

Жесткость наиболее распространенной прямоугольной консольной пластины пропорциональна ее ширине и квадрату толщины δ.

Из условий прочности рекомендуется принимать

$$\frac{\delta}{d} = 0{,}025,$$

где d — диаметр отверстия в седле клапана.

Форма ограничителя подъема должна соответствовать линии прогиба пластины. Применение ограничителей с точечным касанием может вызвать местную концентрацию напряжений и поломку клапана. Особенно велика опасность разрушения при гидравлическом ударе.

Надежность работы клапана в большой мере зависит от напряжений, возникающих в упругой пластине при ударе о седло. Они пропорциональны произведению высоты подъема клапана на частоту вращения компрессора, поэтому в высокооборотных машинах подъем клапана уменьшают.

Так, в компрессоре ФГВ-14 при высоте подъема пластины 1,7 мм клапан быстро выходил из строя. Снижение подъема до 1 мм привело к увеличению расхода мощности на 4—5 %, но надежность работы клапана была обеспечена [105].

Влияние частоты вращения на работу нагнетательных клапанов компрессора 2ФВ-4/4,5 с упругой пластиной определил В. П. Кокоша в лаборатории быстроходных машин и механизмов АН УССР [54]. Было установлено, что рабочие коэффициенты компрессора при изменении скорости вращения от 7 $с^{-1}$ сначала повышаются, а далее падают. Это вызвано в основном запаздыванием закрытия нагнетательных клапанов и потерями давления в них. В табл. 31 приведены результаты исследований при t_0 = —15° С; $t_к$ = = 30° С.

Таблица 31

Показатели	Частота вращения, $с^{-1}$				
	7,0	10,9	13,5	16,7	22,0
Холодопроизводительность, Вт	860	1330	1670	1950	2300
Эффективная мощность, кВт	0,34	0,44	0,56	0,70	0,90
Мощность трения, кВт	0,13	0,15	0,21	0,23	0,26
Потеря давления в нагнетательном клапане, кПа	2	17	15	68	123
Коэффициент подачи	0,80	0,81	0,82	0,78	0,76
Эффективный холодильный коэффициент	2,53	3,02	2,98	2,78	2,57

Подобные результаты были получены и при испытаниях транспортных компрессоров: в большинстве конструкций клапаны нормально работают в наиболее важном диапазоне частот примерно от 25 до 50 $с^{-1}$. За этими пределами к ним в основном предъявляют требования достаточной надежности.

ГЛУШИТЕЛИ И ВИБРОИЗОЛЯТОРЫ

Назначение глушителей и виброизоляторов — улучшать акустические характеристики компрессоров (см. главу V).

Глушители служат для снижения шума от пульсаций пара. В малых компрессорах применяют камерные глушители (из одной или нескольких камер с узкими входными отверстиями, с отношением сечений от 50 до 150), а также трубчатые и резонансные; в последних пульсации уменьшаются в результате взаимного гашения волн, смещенных по фазе. Во всех глушителях происходят потери энергии.

Роль глушителей во всасывающем и нагнетательном каналах компрессора различна: в нагнетательном глушителе колебания газового потока гасятся уже после воздействия на систему компрессора и поэтому глушитель не оказывает влияния на его шум. Назначение этого глушителя — уменьшить колебания газового потока в нагнетательном трубопроводе и конденсаторе и таким образом снизить шум и повысить надежность машины в целом.

Всасывающий глушитель уменьшает пульсации газа в кожухе и непосредственно снижает шум компрессора [117]. При хорошей внутренней виброизоляции передача колебаний к кожуху происходит главным образом по газовой среде и зависит от ее волнового сопротивления, т. е. произведения плотности газа ρ на скорость звука $c_{зв}$. Для данного компрессора изменение шума в зависимости от состояния газа в кожухе составляет

$$\Delta L = 10 \lg \frac{\rho_1 c_{зв1}}{\rho_2 c_{зв2}} .$$

Эффективность всасывающего глушителя тем больше, чем меньше влияние механических источников шума. При отсутствии виброизоляции передача колебаний к кожуху происходит в основном в местах жесткой связи собственно компрессора с кожухом. В этом случае всасывающий глушитель обычно не нужен.

Камерные глушители (рис. 92,*а*,*б*,*г*,*д*) выполняют либо литыми в общей отливке с цилиндром, либо выносными — из отдельных штампованных элементов. Встречаются также комбинированные конструкции. Литые глушители обычно имеют неправильную форму, выносные (см. рис. 92,*г*,*д*) —правильную. Конструкцию выбирают главным образом по технологическим соображениям. Эффективность работы камерных глушителей определяется соотношением геометрических размеров камер и входящих в них каналов [117]. Гашение колебаний в однокамерном глушителе

$$\frac{p_1}{p_2} = \left[1 + \frac{1}{4}\left(m - \frac{1}{m}\right)^2 \sin^2 K l_к\right]^{1/2}, \qquad \text{(IV—26)}$$

где p_1, p_2 — давления звуковых колебаний соответственно до глушителя и после него;
m — отношение сечения камеры глушителя $S_к$ к сечению входящего в нее соединительного канала $S_{с.к}$;
K — волновое число; $K = \frac{2\pi f}{c_{зв}}$ (f — частота заглушаемого колебания, Гц);
$l_к$ — длина камеры глушителя по оси входного канала, м.

Чем выше m, тем эффективнее глушитель, и чем больше $l_к$, тем ниже частота, при которой он начинает эффективно работать. В двух- и многокамерных глушителях герметичных компрессоров каждую камеру рассчитывают как однокамерный глушитель.

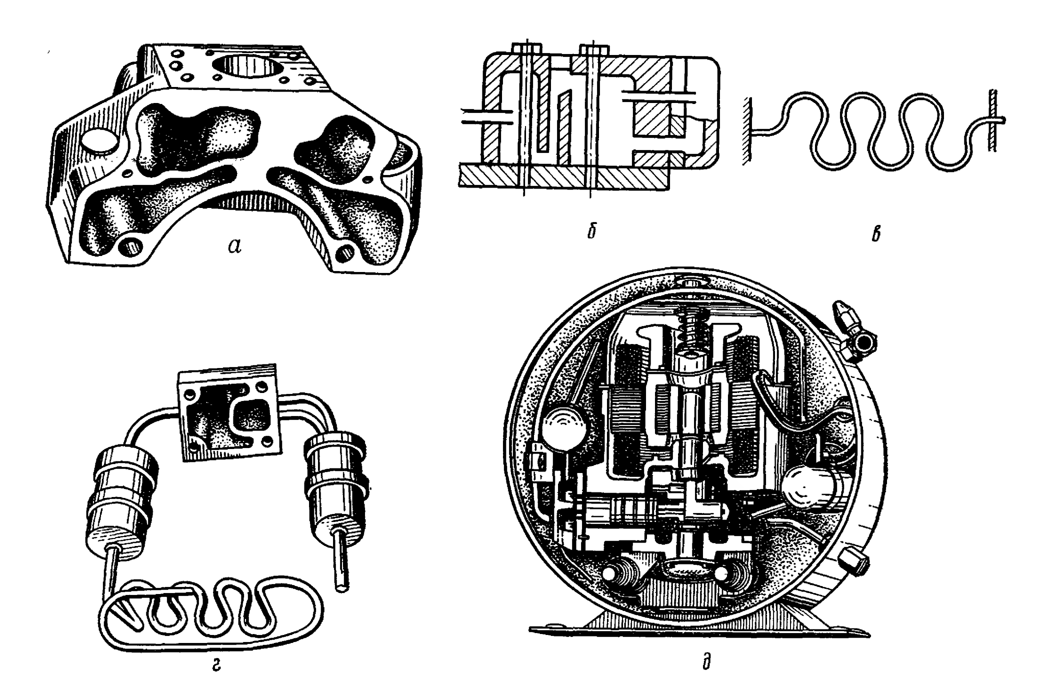


Рис. 92. Глушители:

а, б — камерные литые, *в* — трубчатый, *г* — камерные штампованные и трубчатый, *д* — камерные штампованные в сборе.

Гашение колебаний в камерных глушителях начинается с граничной частоты $f_{гр}$:

$$f_{гр} = 2f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{MC_a}}, \qquad (IV—27)$$

где f_0 — собственная частота газового столба в камере, Гц.

В уравнении (IV—27)

$$M = \frac{\rho l_{с.к}}{S_{с.к}} \quad и \quad C_a = \frac{V_к}{\rho c_{зв}^2}. \qquad (IV—28)$$

Здесь $l_{с.к}$ — длина соединительного канала, выходящего из полости;
$V_к$ — объем камеры;
ρ — плотность газа.

Приведенные формулы справедливы для глушителей, у которых поперечные размеры труб и камер не превышают половины длины волны заглушаемых колебаний (при их соизмеримости эффективность глушителей понижается).

В герметичных компрессорах глушители обычно рассчитывают на гашение пульсаций, начиная с частоты собственных колебаний газового столба в полости. На всасывающей стороне снижение f_0 достигается уменьшением объема полости. На нагнетательной стороне это может привести к значительному увеличению энергетических потерь компрессора.

Сравнительные характеристики газовых трактов двух типичных герметичных компрессоров для бытовых холодильников PW4,5K9 фирмы «Данфосс» и $G2^{1/8}$ фирмы «Юните Герметик», имеющих соответственно диаметры цилиндров 21,5 и 23,0 мм, ход поршней 12,5 и 11,0 мм, объем цилиндров 4,55 и 4,65 см^3, синхронную частоту вращения 50 с$^{-1}$, приведены в табл. 32.

Таблица 32

Показатели	Газовые тракты компрессоров			
	PW4,5K9		G2 1/8	
	всасывающий	нагнетательный	всасывающий	нагнетательный
Объем клапанной полости, $см^3$	1,4	2,8	1,2	5,0
Диаметр канала, выходящего из полости, мм	7,1	3,7	6,5	4,0
Длина канала, выходящего из полости, мм	24,0	26,0	21,0	36,0
Объем, $см^3$				
первой камеры глушителя	10,0	10,0	8,8	8,8
второй камеры глушителя	9,0	9,0	17,0	12,4
Диаметр межкамерного канала, мм	5,5	1,5	2×4,0	1,5
Длина межкамерного канала, мм	4,5	3,7	2×3,8	3,8
Частота собственных колебаний газового столба в полости, Гц	660	270	840	210
Граничная частота камеры глушителя, Гц				
первой	660	—	680	—
второй	250	260*	1010	240*

* Собственные частоты колебаний газового столба камер близки между собой, поэтому частота рассчитана как общая для двух камер.

Испытания показали соответствие расчетных и опытных значений частоты колебания газового столба в клапанной полости.

Слагающие на частотах собственных колебаний газового столба в клапанной полости снизились в результате гашения в глушителях в 4—10 раз, что также близко к расчетным значениям. Эффективное гашение начинается с граничной частоты (колебания с более низкими частотами практически не ослабляются).

Следует отметить, что в камерные глушители пар из кожуха компрессора обычно входит по двум или более всасывающим трубкам, зачастую имеющим различные длины и (или) диаметры. Это представляет собой разновидность резонансного глушителя.

Виброизоляторы (амортизаторы) уменьшают вибрации, передаваемые холодильному оборудованию, а от него — ограждениям строительных конструкций. Иногда эти вибрации могут оказаться источником недопустимого шума.

Виброизоляторы должны воспринимать вибрации при работе, пусках и остановках, а также при транспортировании компрессоров. Применяют внутренние пружинные, наружные резиновые, а также комбинированные виброизоляторы. Для уменьшения жесткости нагнетательных трубок им часто придают сложную форму, например, нескольких грибовидных витков (см. рис. 92,*в*).

Осевые усилия обычно воспринимают вертикальные цилиндрические пружины, боковые усилия (при пусках и остановках) — горизонтальные пружины, работающие на сжатие, или пружины с наклонной осью.

В компрессорах с частотой вращения 50 $с^{-1}$ обычно устанавливают внутренние пружинные и наружные резиновые или резинометаллические амортизаторы. Так, в компрессорах ФГС 0,7 ~ 3 и ФГВ -14 (частота вращения 50 $с^{-1}$) пружинные виброизоляторы позволяют снизить уровень вибраций на 8—12 дБ. Для уменьшения шума желательно применять пружины меньшей жесткости, но при этом необходимо предотвратить удары корпуса о кожух, например, с помощью упора-ограничителя. Иногда применяют пружины не с цилиндрическим, а прямоугольным сечением витков (фирма «Бош», ФРГ).

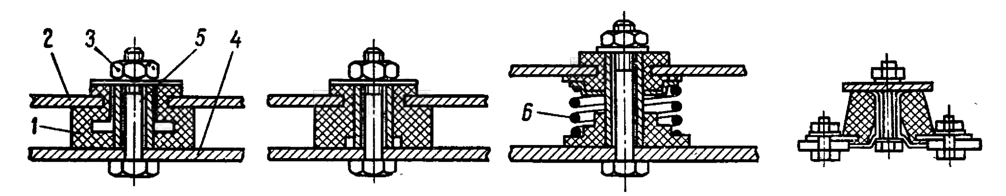


Рис. 93. Наружные виброизоляторы.

Наружные виброизоляторы фирмы «Санио» (Япония) для компрессоров массой от 6 до 118 кг (рис. 93) состоят из упругого элемента *1*, помещенного между рамой *4* и лапой компрессора *2*. Элемент соединен болтом *5* и гайкой *3*. В компрессорах больших размеров используется также пружина *6*.

КОРПУС. КОЖУХ. ПРОХОДНЫЕ КОНТАКТЫ

Корпус герметичного компрессора — литая деталь, объединяющая коренной подшипник вала, цилиндры и статор встроенного электродвигателя. Цилиндры отливают заодно с корпусом или соединяют с ним болтами, статор — болтами или с помощью запрессовки.

К плотности корпуса герметичных компрессоров в отличие от бессальниковых и открытых предъявляют меньшие требования. Цилиндры герметичного компрессора окружены атмосферой фреона, поэтому небольшие утечки, не влияющие на производительность компрессора, не играют никакой роли (в системах с открытыми и бессальниковыми компрессорами неплотности отливок, омываемых воздухом, приводят к потере фреона).

Корпус герметичных компрессоров отливают из чугуна или алюминиевых сплавов. В последнем случае трудоемкость изготовления (с помощью литейных машин) меньше, сокращается механическая обработка, уменьшается литейный брак. В транспортных установках применение алюминиевых сплавов дает дополнительные преимущества, связанные с уменьшением массы.

Для обеспечения антифрикционных свойств и упрощения отливок применяют цилиндровые втулки. Так, корпуса компрессоров ХЗХМ отливают из серого чугуна СЧ21-40. В цилиндры запрессовывают втулки из антифрикционного чугуна, содержащего около 0,1% титана, 0,15% хрома, 1% марганца, до 2% свободного кремния. Этот чугун имеет перлито-ферритовую структуру.

Кожух герметичных компрессоров обычно стальной, сваренный из двух частей. В крупных герметичных компрессорах, например, «Эйртемп» фирмы «Крайслер» (США), применяют также сварной алюминиевый кожух. В компрессоре КХ-1010 кожух выполнен из стальной трубы с двумя приваренными крышками.

Кожух компрессоров бытовых холодильников устанавливают на двух—четырех, а компрессоров большой холодопроизводительности — на трех-четырех лапах.

В главе II было показано значительное влияние теплоотдачи от кожуха на тепловые и энергетические характеристики герметичного компрессора. В большой мере от конструкции кожуха зависят также его акустические характеристики. Исследование звукоизолирующей способности кожухов герметичных компрессоров было проведено В. А. Тихомировым во ВНИХИ [115].

Были проведены опыты со стальными сферическими, а также цилиндрическими (круглыми и эллипсными) и алюминиевыми сферическими кожуха-

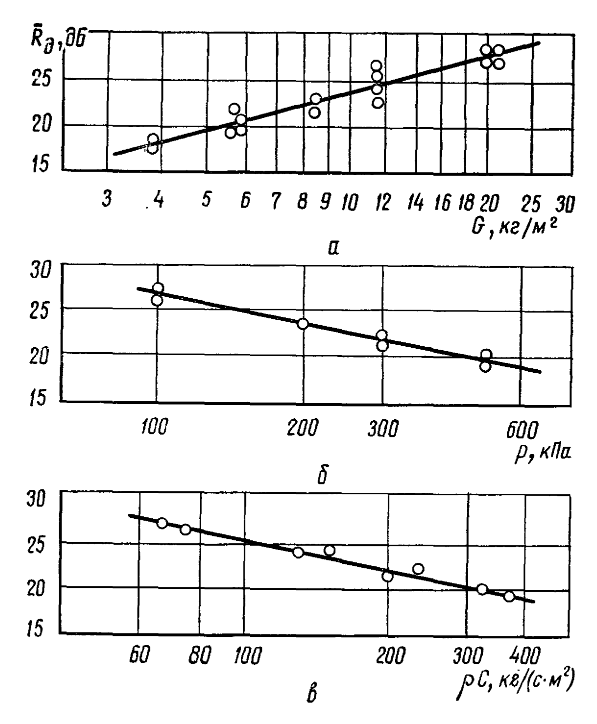


Рис. 94. Зависимость звукоизолирующей способности кожуха компрессора от его массы (*а*), давления фреона (*б*) и волнового сопротивления (*в*).

ми диаметром от 162 до 346 мм, толщиной стенок от 0,7 до 2,5 мм. Установлено, что звукоизолирующая способность кожуха $R_д$ возрастает при увеличении его массы и падает с ростом давления фреона в кожухе и волнового сопротивления фреона (рис. 94). Она практически не зависит от формы и размеров кожуха и в малой степени — от его толщины. В случае необходимости кожух больших компрессоров покрывают внутри звукоизолирующим материалом.

На кожухе устанавливают проходные контакты встроенных электродвигателя и защитного реле — обычно в специальной круглой пластине, приваренной или припаянной к верхней части кожуха. В качестве изоляции используют специальное стекло, а в компрессорах больших размеров — также эбонит и электроизоляционный картон.

ЦИЛИНДРОВЫЙ БЛОК И КАРТЕР. САЛЬНИКИ

Цилиндровый блок и картер относятся к наиболее ответственным деталям бессальниковых и открытых компрессоров. Обычно они объединены в общую отливку (блок-картер) — такая отливка надежно обеспечивает перпендикулярность осей вала и цилиндров, что особенно важно в быстроходных машинах, но сложней в производстве. Картер должен обладать достаточной прочностью и жесткостью, для надежной работы механизма движения. Допустимые отклонения указаны в нормативной документации.

Картеры и блок-картеры отливают из чугуна СЧ18-36 или СЧ21-40, а в транспортных установках — из легких сплавов. Один из основных недостатков литых заготовок — скрытый литейный брак, который выявляется только в процессе обработки. Чтобы упростить изготовление и ремонт, компрессоры изготовляют с тонкостенными гильзами, запрессованными в цилиндры. В случае износа заменяют лишь гильзу, стоимость которой мала.

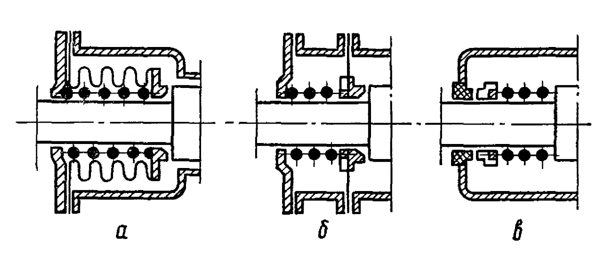


Рис. 95. Сальники открытых фреоновых компрессоров:
а — сильфонный; *б* — мембранный; *в* — с непосредственным соединением.

Сальники служат для уплотнения вала компрессора. Они состоят из двух трущихся деталей, одна из которых вращается вместе с валом, а другая — плотно соединена с картером с помощью сильфона (рис. 95,*а*), мембраны (рис. 95,*б*) или непосредственно (рис. 95,*в*). В качестве пар трения применяют каленую сталь, например марок Сталь 9ХС или Сталь 15Х, и один из следующих материалов — фосфоритную бронзу (ОФ7-0,2 или ОФ10-1), чугун, графит, пропитанный свинцом, пластмассу. Графит мало изнашивается (меньше 0,01 мм за 1000 ч при общем допустимом износе более 1 мм) и, кроме того, может работать без смазки. Пара сталь — графит имеет минимальный коэффициент трения примерно в 4 раза меньше, чем сталь — бронза.

В современных компрессорах для автомобильных кондиционеров сальники испытывают на плотность при частоте вращения 90 $с^{-1}$ в течение 200 ч при нормальных температурах и давлениях. Обычно износ при этом отсутствует.

ВСТРОЕННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

Встроенный электродвигатель принадлежит к числу наиболее важных элементов герметичных и бессальниковых компрессоров.

Особенности встроенных электродвигателей. От параметров встроенного электродвигателя зависят основные показатели назначения компрессора, такие, как диапазон температур кипения и допустимая максимальная температура конденсации; от стойкости электрической изоляции — надежность; от к. п. д. электродвигателя — температурный уровень, а следовательно, — тепловые и энергетические характеристики и долговечность компрессора. Электродвигатель влияет также на технологические, акустические, экономические и иные показатели качества.

С другой стороны, работа встроенного электродвигателя в большой мере зависит от компрессора, с которым они имеют общие вал, подшипники, корпус и кожух. Охлаждение электродвигателя обусловлено конструкцией компрессора и режимом его работы. Характеристики электродвигателя зависят от неравномерности момента сопротивления компрессора за оборот вала.

Материалы встроенных электродвигателей, работающих в атмосфере фреона и масла, должны отвечать специальным требованиям и подвергаться соответствующим испытаниям [16, 58, 108, 217].

Таблица 33

Параметры	Электродвигатели	
	общего назначения	встроенных герметичных компрессоров
Допускаемые отклонения напряжения, %	от —5 до +10	от —15 до +10
Кратковременные перегрузки по току для электродвигателей мощностью		
0,6 кВт и выше	50% в течение 2 мин	Не ограничены
до 0,6 кВт	50% в течение 1 мин	» »
Предельные допустимые температуры частей электродвигателей, измеренные методом сопротивления, °С		
с изоляцией класса А	100—110	105*
» » » В	130	125*
Сопротивление изоляции обмоток МОм, не менее	0,22 (U = 220 В) 0,38 (U = 380 В)	50

* Под действием фреона и масла.

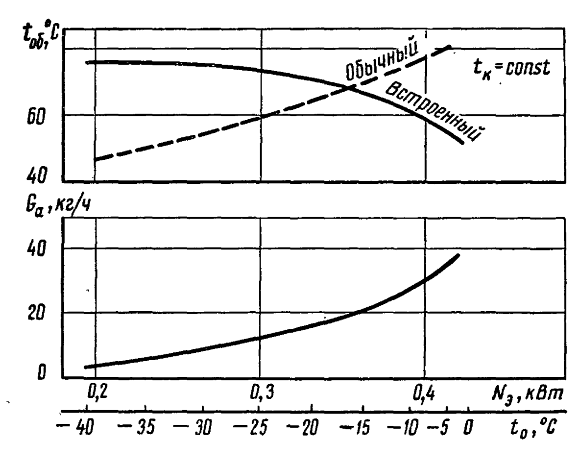


Рис. 96. Температурная инверсия встроенного электродвигателя.

Ресурс встроенного электродвигателя должен быть равен ресурсу герметичного компрессора, что примерно в 2 раза больше, чем предусмотрено для обычных электродвигателей. Значительно различаются и иные требования, предъявляемые к электродвигателям общего назначения и встроенным, как это ясно из табл. 33.

У трехфазных электродвигателей общего назначения защищенного и закрытого обдуваемого исполнения при мощности менее 2,8 кВт и частоте вращения 25 и 50 $с^{-1}$ отношение начального пускового момента вращения к номинальному должно составлять 1,7—1,8. В процессе пуска отношение минимального момента вращения к номинальному для трехфазных электродвигателей с короткозамкнутым ротором должно быть не менее 0,8. У встроенных электродвигателей это отношение в зависимости от исполнения и типа машины (при понижении напряжения в момент пуска на 15% от номинального) находится в пределах от 1 до 4. От правильного выбора этой величины в большой мере зависят размеры и масса двигателя [35]. В высокотемпературных компрессорах, включаемых в сеть частотой 50 Гц, пусковой момент двигателя примерно равен максимальному [105]; при 400 Гц — больше максимального [35]. При выборе пускового момента принимают, что длительность пуска не должна превосходить 3 (иногда до 5) с.

В компрессоре с поршневыми кольцами пусковой момент обычно определяют (с запасом) по максимальному противодействующему моменту компрессора. В компрессоре без поршневых колец этот момент намного меньше.

Важной особенностью встроенного электродвигателя является необычный характер изменения температуры в зависимости от нагрузки — явление, названное нами температурной инверсией. Температура обмотки обычного электродвигателя повышается с ростом потребляемой мощности, поскольку при этом возрастают потери, которые превращаются в тепло, а условия теплоотдачи от электродвигателей в основном постоянны. Максимальная мощность электродвигателя — та, при которой температура электрической изоляции достигает верхнего предела.

Совершенно иная картина характерна для встроенных электродвигателей холодильных компрессоров. Условия теплоотдачи от таких электродвигателей существенно переменны, так как изменяется количество циркулирующего холодильного агента, отводящего тепло от обмотки. Так, при повышении температуры кипения от —40 до 0° С массовый расход G_a фреона-12 в компрессоре ФГ 0,7 ~ 3 увеличивается более чем в 10 раз, а потребляемая мощность возрастает всего лишь вдвое. В связи с этим наблюдается температурная инверсия (рис. 96). Происходит парадоксальное явление: с повышением потребляемой мощности двигатель охлаждается.

Этим обусловлены различия в выборе номинальной мощности двигателей общего назначения и встроенного. Мощность привода открытого компрессора выбирают по эффективной мощности, потребляемой при наиболее тяжелом расчетном режиме компрессора [126]. С учетом пусковых режимов

работы холодильной машины ее увеличивают на 10—15%. Нагрузка двигателя открытого компрессора почти всегда ниже номинальной, поэтому температура обмотки остается в допустимых пределах. Перегрузка свыше 20% может вызвать сгорание обмотки.

Номинальную мощность встроенного электродвигателя принимают в 1,5—2 раза ниже, чем у открытого компрессора той же производительности. Так, для привода открытого компрессора 2ФВ-4/4,5 используется электродвигатель номинальной мощностью 0,6 кВт, а в герметичном компрессоре ФГ 0,7 ~ 3 — номинальной мощностью 0,35 кВт. При работе встроенного электродвигателя мощность на валу может быть в 2—3 раза больше номинальной.

С другой стороны, нужно учитывать, что от цилиндров компрессора значительный поток тепла идет к двигателю, вызывая повышение температуры обмотки.

Трехфазные электродвигатели. Электродвигатели ДГХ применяют в герметичных компрессорах ХЗХМ. Их статор состоит из пластин холоднокатаной электротехнической стали, покрытых слоем окиси и сваренных между собой. Обмоточный привод ПЭВ-2 покрыт винифлексовой изоляцией класса А. Максимальная температура при длительной работе в среде фреона и смазочного масла должна быть не более 105° С, при аварийных режимах — до 140° С кратковременно. Лобовые части обмотки закрепляют хлопчатобумажными лентами. Пазовую изоляцию изготовляют из картона и фибры. Выводные проводники — многожильные, с хлопчатобумажной обмоткой. Ротор собирают из пластин электротехнической стали.

Таблица 34

Характеристики	Трехфазные электродвигатели		
	ДГХ-0,25У	ДГХ-0,35	ДГХ-0,55
Номинальная мощность, кВт	0,25	0,35	0,55
Номинальная сила тока, А	1,4/0,8	1,72/1,0	2,65/1,53
К. п. д.	72	73	80
Коэффициент мощности	0,66	0,73	0,68
Кратность пускового тока $I_{пуск}/I_{ном}$	7,2	7,3	6,4
Пусковой момент $M_{пуск}$, Н·м			
минимальный	4,7	10,2	15,9
максимальный	5,4	10,8	15,9
Масса, кг	8,2	10,0	11,3

Характеристики электродвигателей приведены в табл. 34, обмоточные данные — в табл. 35. Все эти электродвигатели рассчитаны на номинальное напряжение 220/380 В, имеют синхронную частоту вращения 25 $с^{-1}$, фазы соединены в звезду или треугольник.

Таблица 35

Обмоточные данные	Трехфазные электродвигатели	
	ДГХ-0,35	ДГХ-0,55
Диаметр провода, мм		
голого	0,62	0,69
изолированного	0,68	0,77
Сопротивление одной фазы при 15°С, Ом	12,6	7,84
Масса провода, кг	1,79	1,92

Транспортные компрессоры часто включают в сеть напряжением 400 Гц. В этом случае желательно повысить частоту их вращения. В качестве примера можно привести компрессор ФГВ-14 судового кондиционера, в котором использован встроенный электродвигатель с синхронной частотой вращения 67 $с^{-1}$ (к. п. д. 0,84, коэффициент мощности 0,64).

В электродвигателях высокооборотных герметичных компрессоров обычно применяют изоляцию классов В и Е, стойкую при температуре 130 и 120° С. Дальнейшее повышение теплостойкости изоляции, как правило, нецелесообразно, так как при росте температурного уровня компрессора возможно разложение фреонов и масел.

Однофазные электродвигатели. Встроенные однофазные электродвигатели применяют в отечественных компрессорах бытовых холодильников, а также в ротационных компрессорах. Обмотка электродвигателя состоит из основной (рабочей) и дополнительной (пусковой) обмоток. В момент включения эти обмотки создают вращающееся магнитное поле и электродвигатель начинает работать. Когда частота вращения ротора достигает 75—80% синхронной, пусковое реле отключает дополнительную обмотку.

Однофазные двигатели изготовляют в основном из таких же материалов, как и трехфазные. В компрессорах ФГ 0,14 применяют двигатели ДХМ-3 и ДХМ-5 завода «Эльфа».

Таблица 36

Характеристики	ДХМ-3	ДХМ-5	Электродвигатели герметичных компрессоров для бытовых холодильников		
			ФГ 0,100	К 0,52	PW 4,5
Синхронная частота вращения, $с^{-1}$	25	25	50	50	50
Номинальное напряжение, В	127	220	220	220	220
Номинальная сила тока, А	2,2	1,3	0,92	0,90	0,90
К. п. д.	0,60	0,60	0,71	0,60	0,72
Коэффициент мощности	0,56	0,56	—	—	—
Начальный момент, Н·м	1,13	1,13	0,58	0,32	0,49
Максимальный момент, Н·м	1,37	1,37	1,06	0,64	0,83
Сила тока короткого замыкания при двух включенных обмотках, А	13,5—14,5	7,7—8,5	10,0	8,0	9,4
Масса, кг	5,3	5,3	—	—	—

Выводные концы обмоток статора различаются по цвету: рабочий — красный, общий — черный, пусковой двигателя ДХМ-3 (127 В) — желтый, пусковой двигателя ДХМ-5 (220 В) — белый. В табл. 36 приведены характеристики электродвигателей ДХМ, а также электродвигателей компрессоров с частотой вращения 50 $с^{-1}$, применяемых в отечественных бытовых холодильниках [65].

Обмоточные данные электродвигателей ДХМ приведены в табл. 37.

Иностранные герметичные компрессоры имеют преимущественно однофазные электродвигатели, но многие фирмы изготовляют их трехфазные модификации. Число последних растет. Так, фирма «Текумсе» (США) увеличила долю таких модификаций с 6 до 28% в основном для торгового холодильного оборудования. В малых кондиционерах используют почти исключительно однофазные электродвигатели.

В холодильных компрессорах применяются однофазные асинхронные электродвигатели с расщепленной фазой (пусковым сопротивлением) и конденсаторные (три типа).

Таблица 37

Обмоточные данные	Однофазные электродвигатели			
	ДХМ-3		ДХМ-5	
	рабочая обмотка	пусковая обмотка	рабочая обмотка	пусковая обмотка
Диаметр голого провода, мм	0,86	0,38	0,67	0,29
Диаметр изолированного провода, мм	0,95	0,44	0,75	0,34
Сопротивление фазы при 20°С, Ом	4,4—5,0	12,2—13,4	13—14,4	35—40
Масса провода, г	860	88	910	90

Электродвигатели с расщепленной фазой имеют вспомогательную обмотку, сопротивление которой в несколько раз больше, чем рабочей. В момент пуска вспомогательная обмотка включена; ее отключают с помощью реле тока или реле напряжения. Эти двигатели мощностью до 0,3 кВт имеют малый пусковой момент и большой пусковой ток. Их применяют в компрессорах самой малой холодопроизводительности (в основном — для бытовых холодильников), работающих с разгрузкой при пуске (с капиллярной трубкой).

Конденсаторные электродвигатели снабжены вспомогательной обмоткой в цепь которой включается емкость.

Применяют следующие типы этих электродвигателей: с пусковой емкостью; с пусковой и рабочей емкостями; с постоянно включенной емкостью.

В цепь вспомогательной обмотки двигателя с пусковой емкостью включен пусковой конденсатор. После пуска их отключает реле тока или реле напряжения. Пусковой момент этих двигателей больше, а пусковой ток меньше, чем предыдущих. Электродвигатели с пусковой емкостью применяют в компрессорах, предназначенных для машин с ТРВ (терморегулирующий вентиль), в которых требуется больший пусковой момент, чем в предыдущем случае, а также с двигателями большей мощности (до 0,7 кВт). Область их использования сокращается.

Электродвигатели с пусковой и рабочей емкостями отличаются от предыдущих тем, что в цепь вспомогательной обмотки параллельно отключаемому пусковому конденсатору включают рабочий. В отличие от двух предыдущих типов электродвигателя, вспомогательная обмотка используется также и при работе. Рабочий конденсатор уменьшает силу тока, повышает к. п. д. и коэффициент мощности, снижает температуру обмотки, но такой конденсатор имеет большие размеры и относительно высокую стоимость. Электродвигатели этого типа применяют в компрессорах, работающих с ТРВ, большой мощности (до 5 кВт).

Схема электродвигателей с постоянно включенной емкостью подобна предыдущей, но без пускового конденсатора и пускового реле. Их применяют в машинах с капиллярной трубкой (с малым пусковым моментом). Фирма «Текумсе» (США) сначала использовала эти двигатели только при номинальной мощности от 1 до 2 л. с., но сейчас почти во всех компрессорах для кондиционеров. Преимущества двигателей этого типа — большая простота и надежность схемы.

Емкость конденсаторов увеличивается с возрастанием мощности электродвигателя. Емкость электрических конденсаторов в электродвигателях однофазных компрессоров фирмы «Престколд» приведена в табл. 38.

Пакет статора крепят к корпусу компрессора с помощью болтов, а у электродвигателей большой мощности — запрессовкой пакета в корпус.

Таблица 38

Конденсаторы	Емкость конденсаторов (мкФ) электродвигателей номинальной мощностью, л. с.							
	1/4	1/3	1/2	3/4	1	1 1/2	2	3
Рабочие	—	5	5	10	15	20	20	30
Пусковые	80	80	160	200	180	240	240	280

СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Надежность, а также тепловые и энергетические характеристики малых холодильных компрессоров в большой мере зависят от их температурного уровня. С повышением температуры более активно протекают химические процессы, происходит разрушение неметаллических материалов, фреонов и масел. Охлаждение электродвигателя замедляет эти реакции и улучшает характеристики компрессоров. Так, снижение температуры электроизоляционных проводов на 10° С, увеличивает их долговечность вдвое.

Наиболее напряженными в тепловом отношении являются современные высокооборотные герметичные компрессоры.

Для охлаждения компрессора в целом применяют способы, основанные на переносе тепла циркулирующим фреоном в конденсатор или теплоносителем в дополнительный холодильник либо на интенсификации охлаждения кожуха окружающей средой. Для охлаждения встроенного электродвигателя его иногда также обильно орошают охлаждаемым смазочным маслом.

Наибольшее распространение получили способы охлаждения компрессора с помощью циркулирующего фреона.

Охлаждение всасываемым паром — основной способ, используемый в компрессорах со встроенным электродвигателем. Применяются два варианта этого способа.

1. Всасываемый пар обдувает статор снаружи, проходя по кольцевому каналу между кожухом и двигателем. На роторе установлена или отлита вместе с ним крыльчатка для интенсификации теплообмена.

2. Всасываемый пар проходит в зазор между ротором и статором, после чего попадает во всасывающую трубку. Статор запрессован в кожух или соединен с ним перегородкой или же заключен во внутренний кожух. При этом способе температура обмотки ниже, но фреон нагревается больше и общий температурный уровень компрессора повышается.

Охлаждение кипящим фреоном также применяют в двух основных вариантах.

1. Весь фреон из конденсатора поступает в змеевиковый охладитель, расположенный в нижней части кожуха, частично испаряется и вновь поступает в конденсатор (см. рис. 32,*в*), поверхность которого соответственно разделена и увеличена.

Способ широко применяют в высокооборотных герметичных компрессорах.

2. Часть жидкого фреона подают в кожух, где он кипит при низкой температуре. Способ применяют в машинах с плавным регулированием производительности, в которых часть сжатого пара направляется во всасывающий трубопровод, а также в низкотемпературных компрессорах. Жидкий фреон подается автоматическим регулятором по конструкции, близким к терморегу-

лирующему вентилю, но поддерживающим температуру за нагнетательным патрубком компрессора.

Для охлаждения герметичных компрессоров автономных кондиционеров применяют еще один вариант того же способа — жидкость непрерывно подается со всасываемым паром через капиллярную трубку. Иногда предусматривают охлаждение цилиндров жидкостью.

Обычно второй способ (во всех вариантах) приводит к большему (5—15%) снижению электрического холодильного коэффициента компрессора, чем первый.

В системах с дополнительным охладителем в качестве теплоносителя часто используют смазочное масло, подаваемое насосом из картера в воздушный или водяной охладитель. В других системах применяют фреон, который кипит в змеевике, расположенном в кожухе, пар конденсируется в охладителе, а жидкость самотеком вновь сливается в змеевик.

Интенсивное обдувание кожуха воздухом применяют в агрегатах с конденсатором, вентилятор которого подает струю воздуха на компрессор. Этот способ является типичным для герметичных и бессальниковых компрессоров со статором, непосредственно расположенным в кожухе. В агрегатах с водяным конденсатором для охлаждения кожуха устанавливают специальный вентилятор.

Охлаждение компрессора водой, проходящей по змеевику снаружи кожуха или в нижней его части, используют преимущественно в судовых установках.

В унифицированном ряду компрессоров иногда приходится с увеличением производительности (и соответственно температурной напряженности модели) интенсифицировать отвод тепла. Так, в компрессорах фирм «Стерн» (Англия) или «Данфосс» (Дания), начиная с мощности двигателей $1/3$ л. с., требуется применение конденсатора с принудительным движением воздуха либо маслоохладителя.

Важнейшие способы снижения температурного уровня компрессоров — применение более благоприятных в этом отношении фреонов-12 и -502 и уменьшение внутреннего теплообмена.

Исследование температурного поля встроенных электродвигателей было проведено Г. И. Шевчуком, Л. Е. Медоваром и автором [144]. Были испытаны герметичные и бессальниковые компрессоры холодопроизводительностью от 3 до 14 тыс. Вт с частотой вращения 25 $с^{-1}$, на фреонах -12 и -22 в диапазоне температур кипения от —35 до —5° С и конденсации от 20 до 55° С. Всасываемый пар поступал на лобовые части обмотки двигателя, проходил по каналу между ротором и статором (в некоторых моделях — также по каналу между статором и кожухом), после чего направлялся во всасывающую полость цилиндров.

Опыты показали, что во всех случаях температура обмотки повышалась почти линейно от места входа пара, а в поперечном сечении двигателей была практически одинакова. Температура фреона медленно возрастала у входа в канал и более круто — в канале, приближаясь у выхода к температуре лобовых частей обмотки. Перепад температур по длине обмотки Δt составлял от 8 до 21°С при средней ее температуре от 30 до 64° С (с понижением t_0 и ростом $t_к$ обе величины возрастали).

Величину Δt можно представить в обобщенном виде как функцию отношения мощности $N_э$, потребляемой в данном режиме, к номинальной мощности $N_{э.ном}$:

$$\frac{t_{обм.\,ср}}{t_{обм.\,ср}+\Delta t} = a\left(\frac{N_э}{N_{э.\,ном}} - 1\right) + b, \quad (IV-29)$$

где $t_{обм.ср}$ — средняя температура обмоток, °С;
a, b — постоянные.

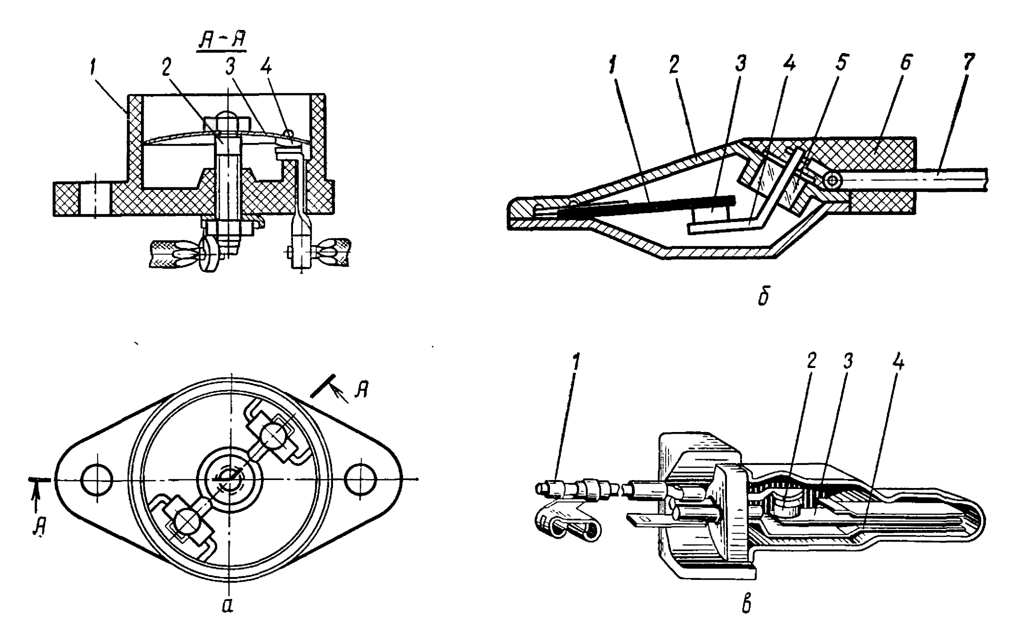


Рис. 97. Температурные и температурно-токовые реле:
а — монтируемое на кожухе компрессора; *б, в* — встроенные.

Для всех испытанных компрессоров $a = 0{,}041$ и $0{,}71 \leqslant b \leqslant 0{,}83$.

При повышении скорости пара (закрывании кольцевого канала снаружи статора) температура снижалась на 15—20° С (фреон-12) и 20—35° С (фреон-22). При этом гидравлическое сопротивление оставалось небольшим (в данных конструкциях).

Погружение нижней части обмотки в масло (в одной из моделей бессальникового компрессора) не повлияло на ее среднюю температуру. Оказалось, что значительная часть тепла, подводимого к фреону, проходящему вдоль двигателя, притекает от цилиндров и подшипников компрессора (от 15 до 50%).

Методика теплового расчета встроенного электродвигателя с помощью ЭВМ, разработанная Г. И. Шевчуком, позволяет определить температуры обмотки (для моделей исследованных типов) с погрешностью менее 10° С [145].

УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ, КОНСТРУКТИВНО ОБЪЕДИНЕННЫЕ С КОМПРЕССОРОМ

Для автоматической защиты герметичные компрессоры оснащают токово-температурными реле, останавливающими компрессор: во-первых, при опасном повышении температуры кожуха в месте установки реле; во-вторых, при возрастании силы тока в обмотке электродвигателя. Биметаллическая пластина реле воспринимает одновременно температуру кожуха и температуру нагревателя в цепи обмотки двигателя. Однако при уменьшении количества циркулирующего фреона (например, при засорении ТРВ) температура обмотки резко повышается, а температура кожуха компрессора и сила тока понижаются, поэтому возможна авария. Чтобы избежать ее, в более крупных машинах дополнительно устанавливают реле низкого давления.

Настройку защитного реле характеризуют ток срабатывания (который обычно в 3—5 раз больше номинального рабочего тока) и температура размыкания; самовозврат реле происходит при понижении температуры пластины на 30—40° С.

В герметичных компрессорах ХЗХМ используют температурное реле РТГК без нагревателя. Для защиты от опасного повышения силы тока служат автоматические приборы типов АП или АЕ общего назначения.

Реле РТГК (рис. 97,*а*) состоит из карболитового корпуса *1*, в котором с помощью болта *2* закреплена биметаллическая мембрана *3* с двумя контактами *4*. Температура срабатывания 90 ± 5° С, самовозврата 45 ± 10° С.

В последние годы началось широкое применение встроенных в обмотку электродвигателей реле температуры. В этом случае, как правило, не требуется устанавливать реле низкого давления [175]. Весьма простое и дешевое в изготовлении реле этого типа (рис. 97,*б*) содержит биметаллическую пластину *1* с контактом *3*, консольно закреплённую в корпусе *2*. Неподвижный контакт *4*, установленный в стеклянном изоляторе *5*, соединен с проводом *7*, залитым эпоксидной смолой *6*.

Реле такого типа изготовляют с температурой размыкания от 60 до 150° С (допустимые отклонения ±5°С). Максимальный ток 18 А при 115 В и 13 А при 230 В, 50 Гц. Рекомендуются реле с уставками 75, 90, 105, 120 и 135°С.

На рис. 97,*в* показано токово-температурное реле. Кроме биметаллической пластины *3* с контактом *2* в нем имеется нагреватель *4*. С проводом *1* соединен неподвижный контакт. Реле срабатывает при повышении температуры двигателя и силы тока и позволяет обходиться без токовых реле общего назначения. В некоторых однофазных моделях с постоянно включенной емкостью применяют дополнительные защитные реле, останавливающие компрессор в случае пробоя рабочего конденсатора.

Глава V. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ КОМПРЕССОРОВ

Объективное сравнение компрессоров различных типов (герметичных, открытых, бессальниковых и др.) или конструкций возможно лишь при условии научной оценки их технического уровня. Часто выбор оптимальной конструкции зависит от области применения, состояния технологии и объема производства. Так, при годовом выпуске 200 тыс. шт. оптимальным может быть герметичный компрессор, а при 20 тыс. шт. — бессальниковый.

Обычно оптимальной является конструкция, внедрение которой дает максимальный экономический эффект. При этом по техническому уровню изделие должно соответствовать требованиям, изложенным в нормативной документации.

Но выбор конструкции, обеспечивающей максимальный экономический эффект, не всегда возможен. Укажем несколько распространенных случаев:

экономическая эффективность внедрения нескольких различных моделей оказывается практически одинаковой, поэтому нет оснований для выбора одной из них по данному критерию;

экономическая эффективность не может быть достоверно рассчитана на ранней стадии проектирования;

внедрение новой модели необходимо по нормативным требованиям либо для повышения конкурентоспособности, но снижает экономическую эффективность (например, внедрение менее шумной модели).

Во всех этих случаях основным критерием для выбора оптимальной конструкции становится технический уровень (уровень качества изделия), характеризуемый показателями качества [188].

ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА

Номенклатура показателей качества. Номенклатура должна быть достаточно широкой, чтобы охватить все основные показатели качества, и вместе с тем не должна включать второстепенных показателей, так как это усложнит сравнение компрессоров и затруднит выявление их достоинств и недостатков. К основным показателям качества относятся показатели назначения, надежности, технологичности и др.

Показатели назначения. Основной показатель назначения любого холодильного компрессора — номинальная холодопроизводительность. Сравнивать по качеству можно лишь компрессоры приблизительно равной холодопроизводительности. Так, у компрессора бытового холодильника удельная металлоемкость всегда значительно больше, а акустические характеристики лучше, чем у компрессоров больших размеров.

Показатели назначения холодильного компрессора характеризуют также область его применения, определяемую диапазоном рабочих условий, к которым относятся: максимальная допустимая разность давлений конденсации и кипения Δp_{max}; максимальная температура окружающей среды $t_{о.с max}$; диапазон температур кипения, для работы в котором предназначен компрессор или агрегат t_{0max} — t_{0min}; минимальное допустимое напряжение электрического тока (в процентах от номинального) $U_{мин}$. Холодильная машина, пригодная для работы с большей разностью давлений конденсации и кипения, в более широком диапазоне температур кипения и окружающей среды лучше удовлетворяет разнообразные запросы потребителей, более пригодна для экспорта, в том числе в тропические страны, более надежна. С другой стороны, улучшение этих показателей назначения ведет к повышению металлоемкости и стоимости машины. Комплексная оценка уровня качества должна учитывать эти противоречивые тенденции.

Показатели надежности. К этой группе принадлежат показатели безотказности $K_{бо}$, долговечности $K_{д}$ и ремонтопригодности $K_{рп}$, подробно рассмотренные в главе XIV.

Показатели технологичности. Они характеризуют совершенство изделия с точки зрения технологии машиностроения: рациональное использование материалов, технологичность сборки, степень использования более прогрессивных материалов.

Наиболее важным из них является удельная материалоемкость (металлоемкость), характеризующая рациональное использование материалов.

Для компрессоров

$$g_{км} = \frac{G_{км}}{Q_{0\,ном}}, \qquad (V-1)$$

где $g_{км}$ — удельная металлоемкость, кг/кВт;
$G_{км}$ — масса компрессора, кг;
$Q_{0\,ном}$ — номинальная холодопроизводительность, кВт.

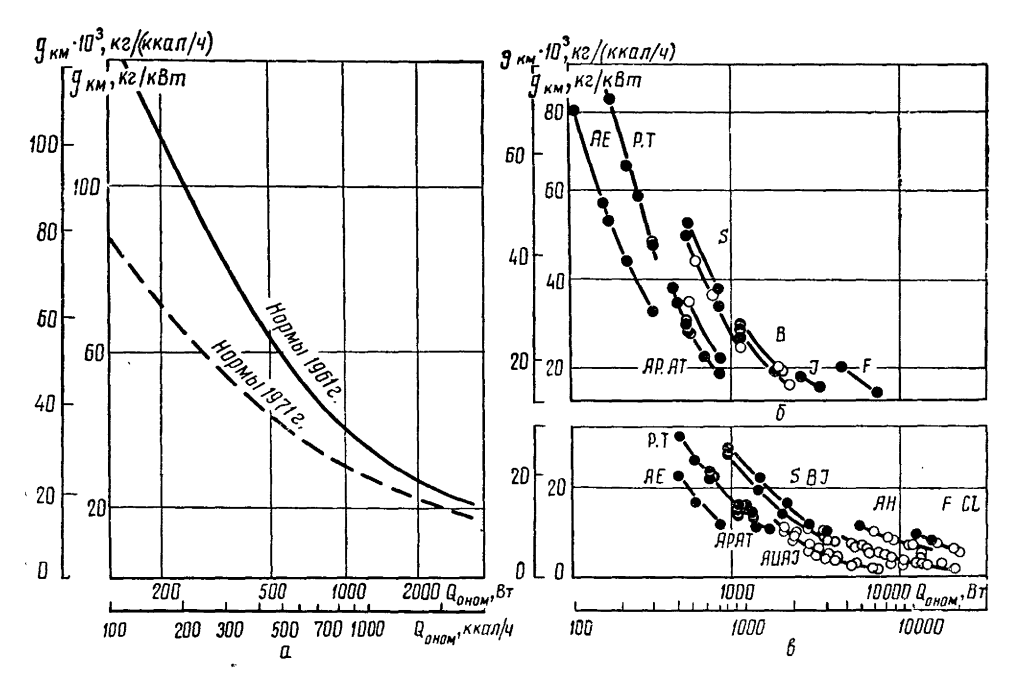


Рис. 98. Удельная металлоемкость герметичных компрессоров: среднетемпературных отечественных (*а*), фирмы «Текумсе», низко- и высокотемпературных (*б*, *в*).

Удельная металлоемкость малых компрессоров по ГОСТ 9666—61 и ГОСТ 17240—71 представлена на рис. 98,*а*. Зависимость удельной металлоемкости от номинальной холодопроизводительности компрессоров можно выразить уравнением

$$g_{км} = AQ_{0\,ном}^{-B}, \qquad (V-2)$$

где A, B — постоянные.

Кривые, характеризующие компрессоры фирмы «Текумсе» [175], показаны на рис. 98,*б*, *в*. Модели, в обозначение которых входит буква А (например, АЕ) и компрессоры CL имеют синхронную частоту вращения 60 $с^{-1}$, остальные 30 $с^{-1}$.

Удельная металлоемкость не только позволяет оценить совершенство конструкции с точки зрения рационального использования материалов, но и характеризует размеры и стоимость изготовления однотипных компрессоров, пропорциональные их массе.

Отметим, что в некоторых случаях одни и те же размеры имеют основное, а в других — второстепенное значение. Так, для компрессора, монтируемого рядом с охлаждаемым объектом, основными являются размеры основания, а для встроенного компрессора, расположенного под холодильным шкафом или прилавком, — высота. Поэтому более общей характеристикой является произведение габаритных размеров компрессора — габаритный объем.

$$V_{габ} = LBH. \qquad (V-3)$$

Расчеты показывают, что габаритный объем малого холодильного компрессора пропорционален его массе:

$$V_{габ} = aG_{км}, \qquad (V-4)$$

где a — постоянная.

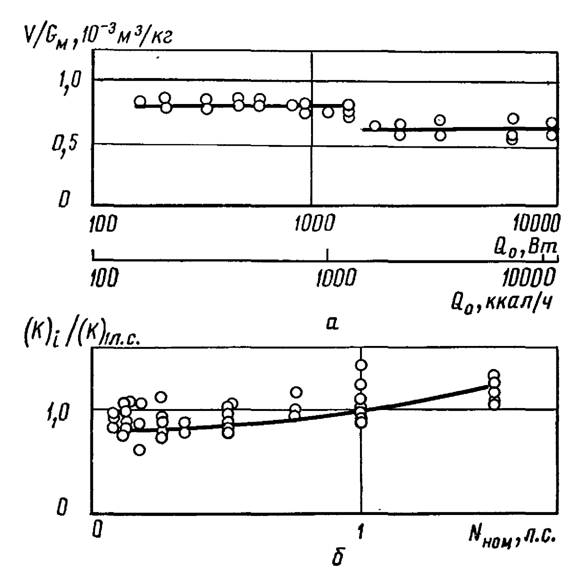


Рис. 99. Отношение габаритных объемов (*а*) и стоимости (*б*) к массе герметичных компрессоров.

На рис. 99,*а* показано отношение габаритного объема к массе герметичных компрессоров фирмы «Текумсе». В данном случае в области номинальной холодопроизводительности от 170 до 1200 Вт коэффициент $a = 0{,}89 \cdot 10^{-3}$, а от 1200 до 12 000 Вт $a = 0{,}78 \cdot 10^{-3}$м^3/кг.

На рис. 99,*б* представлено в безразмерном виде отношение стоимости к массе герметичных компрессоров фирмы «Текумсе» (за единицу принято это отношение для компрессоров с двигателем мощностью 1 л. с.). График показывает пропорциональность этих величин.

Масса, а следовательно, и стоимость герметичных компрессоров с частотой вращения 50 с$^{-1}$ на 15—20% меньше, чем компрессоров с частотой вращения 25 с$^{-1}$. Это является одной из основных причин замены компрессоров с частотой вращения 50 с$^{-1}$ компрессорами с частотой вращения 25 с$^{-1}$.

Отметим, что такие конструктивные параметры, влияющие на массу, как частота вращения и коэффициент подачи не имеют самостоятельного значения.

Технологичность сборки характеризуется коэффициентом сборности $K_с$, показывающим долю блоков в составе изделия.

Степень использования рациональных материалов $K_{р.м}$ характеризует отношение суммарной массы использованных прогрессивных материалов (алюминиевых сплавов, полимеров, сортового проката, гнутых профилей) к общей массе изделия.

Показатели стандартизации и унификации. От степени стандартизации и унификации изделий в значительной мере зависит организация их производства и ремонта. Стандартами на герметичные компрессоры предусмотрена их высокая унификация.

Один из основных показателей стандартизации и унификации — коэффициент применяемости по типоразмерам

$$K_{пр} = \frac{\Sigma_{общ} - \Sigma_о}{\Sigma_{общ}} \cdot 100, \qquad (V-5)$$

где $\Sigma_{общ}$ — общее количество типоразмеров составных частей изделия;

$\Sigma_о$ — количество типоразмеров оригинальных (за вычетом стандартизированных и унифицированных) деталей.

Эргономические и эстетические показатели, показатели техники безопасности. К эргономическим относятся показатели, характеризующие влияние машины на работающего человека — гигиенические, антропометрические, физиологические и психологические. К этой же группе показателей относятся акустические. Для малых машин они имеют важнейшее зна-

чение: компрессор с очень хорошими энергетическими показателями и высокой надежностью, но недопустимым уровнем шума или вибраций, не будет конкурентоспособным.

Требования технической эстетики к малым холодильным компрессорам значительно проще, чем к бытовым холодильникам, кондиционерам и др. В основном на эстетическую оценку изделий влияют такие технологические факторы, как качество покрытий. Для определения эстетических показателей обычно применяют метод экспертной оценки на основе десятибалльной системы.

Соответствие требованиям техники безопасности является обязательным условием приемки любого изделия и должно быть подтверждено специальной экспертизой. При оценке уровня качества показатели техники безопасности отдельно не рассматриваются.

Патентно-правовые показатели. К ним принадлежат показатели: патентной защиты; территориального распространения патентной чистоты.

Показатель патентной защиты — это отношение количества элементов (включая изделие в целом), защищенных авторскими свидетельствами, к их общему количеству.

Показатель территориального распространения патентной чистоты — отношение числа стран, по которым изделие обладает патентной чистотой, к общему числу стран вероятного экспорта или продажи лицензий.

Экономические показатели. Основным экономическим показателем качества является энергоемкость (энергетическая эффективность), определяющая главную часть эксплуатационных расходов и приведенных затрат в целом. Энергоемкость холодильных компрессоров характеризуется электрическим холодильным коэффициентом в номинальном режиме $\varepsilon_{э.ном}$.

Внедрение более дешевых в изготовлении, но энергетически менее совершенных компрессоров обычно является экономически невыгодным. Поэтому одно из основных направлений развития малых фреоновых компрессоров в Советском Союзе — это совершенствование их энергетических коэффициентов [163, 174, 184].

В ГОСТ 9666—61 были приняты различные показатели энергетической эффективности компрессоров с однофазными и трехфазными двигателями, поскольку к. п. д. отечественных трехфазных электродвигателей общего назначения на 10—30% выше, чем однофазных той же мощности. Но разработка компрессоров со специальными встроенными однофазными электродвигателями показала возможность достижения таких же $\varepsilon_{э.ном}$. Ниже приведены результаты испытаний (в номинальном режиме) компрессоров с трех- и однофазными электродвигателями (частота вращения 25 $с^{-1}$).

Холодопроизводительность			
Вт	525	815	1280
ккал/ч	450	700	1100
Потребляемая мощность, Вт			
трехфазный электродвигатель	230	350	570
однофазный «	240	350	570

Энергетические показатели компрессоров не отличаются.

В соответствии с этим в ГОСТ 17240—71 для компрессоров с одно- и трехфазными электродвигателями показатели энергетической эффективности приняты равными.

Другой важнейший экономический показатель, характеризующий капитальные затраты, — относительная стоимость компрессора

$$K_{с.о} = \frac{K_с}{Q_{0\,ном}}, \qquad (V-6)$$

где $K_с$ — стоимость компрессора, руб.;

$Q_{0\,ном}$ — номинальная холодопроизводительность, кВт.

ВЫБОР ЭТАЛОНА

Для оценки показателей качества образца его сравнивают с эталоном. Сравнение с одним эталоном может носить случайный характер, поэтому в качестве эталонов выбирают три лучших образца компрессоров, в том числе ведущих зарубежных фирм, а также нормативные материалы (стандарты, технические задания).

Основной показатель назначения (номинальная холодопроизводительность) образца и эталона должны быть близки между собой.

Показатели качества эталона определяют на основании результатов испытаний, а также по достоверным каталожным и литературным данным. Если сведений об отдельных показателях качества эталона нет, такие данные можно принять по известным показателям аналогичных изделий передовых зарубежных фирм.

Для получения сравнимых данных характеристики эталона приводят к номинальным режимам, принятым в стандартах СССР.

Для пересчета используют следующие соотношения.

Холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = G_а (i_{км1} - i_u) = G_а \Delta i. \qquad (V-7)$$

Здесь

$$G_а = V_п \lambda \frac{1}{v_{км1}}.$$

При работе в режиме 1 (принятом фирмой)

$$(Q_0)_1 = V_п \lambda_1 \frac{1}{(v_{км1})_1} \Delta i_1. \qquad (V-8а)$$

При работе в режиме 2 (принятом для сравнения)

$$(Q_0)_2 = V_п \lambda_2 \frac{1}{(v_{км2})_2} \Delta i_2. \qquad (V-8б)$$

Отсюда

$$(Q_0)_2 = Q_{01} \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \cdot \frac{(v_{км1})_1}{(v_{км1})_2} \cdot \frac{\Delta i_2}{\Delta i_1}. \qquad (V-8в)$$

В формулах (V—8)

$(Q_0)_1$, $(Q_0)_2$ — холодопроизводительность компрессора при работе соответственно в режимах 1 и 2;

λ_1, λ_2 — коэффициенты подачи компрессора при работе соответственно в режимах 1 и 2;

$(v_{км1})_1$, Δi_1; $(v_{км1})_2$, Δi_2 — параметры фреона соответственно в режимах 1 и 2.

Отношение $\frac{\lambda_2}{\lambda_1}$ получают по результатам испытаний или по каталожным данным, остальные величины — по тепловым таблицам или диаграммам для холодильных агентов.

Для компрессоров фирмы «Текумсе», общий выпуск которой составляет более половины мирового производства холодильных компрессоров, нами получены формулы пересчета к номинальным режимам, принятым в отечественной нормативной документации:

для среднетемпературных (низкого давления)

$$(Q_0)_2 = 1,90 (Q_0)_1, \qquad (V-9а)$$

для высокотемпературных (высокого давления)

$$(Q_0)_2 = 1,15 (Q_0)_1. \qquad (V-9б)$$

Режим работы компрессоров приведен в табл. 39.

Таблица 39

Температура, °С	Режим работы компрессоров			
	среднетемпературный		высокотемпературный	
	1 («Текумсе»)	2 (ФГ)	1 («Текумсе»)	2 (ФГВ)
Кипения	—23,3	—15	7,2	5
Конденсации	54,4	30	54,4	40
Всасывания	32,2	20	35,0	20
Переохлаждения	32,2	25	46,1	35
Окружающего воздуха	32,2	20	35,0	20

Показатели качества оцениваемого изделия K_i сравнивают с показателем эталона (базовым) $K_{iб}$ с помощью относительного показателя качества q_i, который находят по одной из двух формул:

если желательно увеличение показателя, например, долговечности, то

$$q_i = \frac{K_i}{K_{iб}},$$

если желательно уменьшение показателя, например, уровня шума, то

$$q_i = \frac{K_{iб}}{K_i}.$$

ГРУППОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА

Основные показатели качества холодильных компрессоров, рассмотренные выше, характеризуются, как правило, несколькими величинами. Так, при общей оценке технологичности нужно учитывать не только удельную материалоемкость, но и технологичность сборки, а также степень использования прогрессивных материалов.

Чтобы иметь более полное суждение о каждом из основных показателей вводят групповые показатели качества

$$K = \sum_{1}^{n} a_i q_i, \qquad (V—10)$$

где q_i — относительный показатель качества;
a_i — коэффициент весомости.

Так, групповой показатель назначения

$$K_{нз} = a_1 \frac{\Delta p_{max}}{(\Delta p_{max})_б} + a_2 \frac{t_{о.с.\ max}}{(t_{о.с.\ max})_б} + a_3 \frac{t_{0\ max} - t_{0\ min}}{(t_{0\ max} - t_{0\ min})_б} + a_4 \frac{(u_{min})_б}{u_{min}}. \qquad (V—11)$$

Единичный показатель назначения $Q_{0\ ном}$ является основным для выбора эталонов для сравнения, но не для оценки качества: нельзя утверждать, что компрессор производительностью 500 Вт лучше или хуже компрессора производительностью 1000 Вт — каждый из них нужен на своем месте.

Другой пример — групповой показатель надежности

$$K_{нд} = a_1 \frac{(K_{б.о})_б}{K_{б.о}} + a_2 \frac{K_д}{(K_д)_б} + a_3 \frac{(K_{р.п})_б}{K_{р.п}}. \qquad (V—12)$$

Таким же способом определяют групповые показатели технологичности, эргономичности и эстетичности и др.

Для удобства расчета коэффициенты весомости принимают такими, чтобы сумма их была равна единице.

Например, при определении группового показателя надежности обычно большую весомость придают показателям безотказности, принимая $a_1 = 0{,}4$ и $a_2 = a_3 = 0{,}3$.

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ КАЧЕСТВА

Сравнение отдельных показателей качества компрессоров чаще всего приводит к выводу, что одни из них лучше в одном, другие — в другом отношении. В тех редких случаях, когда выбор обусловлен одной определяющей величиной, например минимальной массой, задача решается относительно просто. Но, как правило, одна из двух машин имеет лучшие, например энергетические, эстетические и эргономические показатели, а другая — показатели надежности, и для выбора требуется комплексная количественная оценка разнородных показателей качества малых холодильных компрессоров [148, 188].

Комплексный показатель качества

$$Q_{компл} = a_1 K_{нз} + a_2 K_{нд} + a_3 K_т + a_4 K_{эрг} + a_5 K_{эс} + a_6 K_с + a_7 K_п + a_8 K_{эк}. \qquad (V—13)$$

При этом не допускается резких отклонений значений отдельных показателей от эталонных (значения всех показателей должны находиться в экономически и технически целесообразных пределах). Если хотя бы один показатель имеет значение ниже нормативного, то оцениваемый образец считается неудовлетворительным.

При отсутствии данных по одному или нескольким показателям качества расчет ведут по меньшему количеству их (для сравнения обязательны показатели назначения, надежности, эргономичности, стандартизации и унификации, а также экономичности).

В этом случае коэффициенты весомости оставшихся показателей a_i увеличивают в отношении

$$a_i = \frac{a_i}{1 - \sum \bar{a}_i}, \qquad (V—14)$$

где $\bar{a}_i$ — значение отсутствующих показателей качества.

При определении коэффициентов весомости наибольшее значение придают показателям назначения, надежности и экономичности, от которых в первую очередь зависит целесообразность внедрения новых конструкций.

Оптимальной является конструкция, внедрение которой обеспечивает максимальный экономический эффект при наиболее высоком комплексном показателе качества

$$Э_г = Э_{max},$$

$$Q_{компл} = Q_{max}.$$

При несовпадении максимальных значений этих функций выбирают решение, обеспечивающее достижение наибольшей экономической эффективности при условии соответствия всех показателей качества нормативным требованиям.

В случаях, когда критерий экономической эффективности не может быть использован, оптимизацию следует производить по комплексному показателю качества компрессоров, определяющему их технический уровень $Q_{\text{компл.}} = Q_{\max}$.

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

К акустическим характеристикам малых холодильных компрессоров относятся уровни их шума и вибрации. Источниками шума являются клапаны, механизмы движения, пульсация газовых потоков, электродвигатель. Шум возникает в результате колебаний наружных поверхностей компрессоров: кожуха и нагнетательного трубопровода герметичного компрессора; картера, цилиндров, маховика и электродвигателя открытого. Вибрации компрессора и вентилятора, а также пульсации пара служат причиной колебаний конденсатора и рамы агрегата, а иногда — перекрытий и охлаждаемого объекта. Вибрации элементов холодильной установки и строительной конструкции, омываемых воздухом, вызывают шум. Шум и вибрации компрессоров усиливаются при дефектах изготовления трущихся пар, противовесов, неправильной сборке компрессора и встроенного двигателя, поэтому ухудшение акустических характеристик компрессора свидетельствует о нарушении технологии его изготовления.

Шум. Воздействие шума на человека зависит от количества энергии, которое переносят звуковые волны, и от частоты этих волн. Общее количество звуковой энергии, излучаемой источником звука в единицу времени, определяет его звуковую мощность. Количество энергии звуковых волн, приходящееся на единицу площади поверхности, расположенной перпендикулярно к движению волны, показывает силу (интенсивность) звука. Изменение давления среды под действием звуковых волн характеризует звуковое давление. Именно эту величину определяют с помощью измерительной аппаратуры.

Человеческий слух воспринимает звуковые давления в очень широком диапазоне, от $2 \cdot 10^{-5}$ до $2 \cdot 10^{4}$ Па. Для измерения величин в этих пределах используют логарифмическую шкалу, выражая акустические характеристики в десятичных логарифмах отношения измеряемой и начальной величины — децибелах (дБ). Эти относительные величины называют соответственно уровнями звукового давления L_m, интенсивности звука J, звуковой мощности L_p. Так, интенсивность (сила) звука J, равна 1 дБ, если $\lg \frac{J}{J_0} = 0{,}1$. За нулевое принимают значение J_0, близкое к порогу слышимости человека. Весь диапазон слышимых звуков составляет 120 дБ.

Совместное воздействие нескольких источников шума зависит от того, насколько близки между собой их характеристики: если их интенсивность равна, то общий уровень шума возрастает на 3 дБ, при разнице в 4 дБ — вдвое меньше (на 1,5 дБ), если же разница больше 10 дБ, то слышен только более мощный источник шума.

Человеческий слух наиболее чувствителен к звукам высоких тонов с частотой от 2000 до 5000 Гц. Так, звук силой 30 дБ и частотой 1000 Гц вызывает такие же ощущения, как звук силой 60 дБ при частоте 80 Гц. О частотном составе шума судят по спектру шума — графику, на котором по оси абсцисс отложена шкала частот в логарифмическом масштабе, а по оси ординат — уровни звукового давления. Эти октавные уровни указывают в полосах со средними частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц.

Уровень шума зависит от расстояния до источника звука. Увеличение расстояния вдвое приводит к уменьшению уровня шума на 6 дБ.

Шум машин часто характеризуют уровнем звукового давления L_{m1}, измеренного на расстоянии 1 м от машины. Разница между уровнем звуковой мощности L_p и уровнем звукового давления L_{m1}:

$$L_p - L_{m1} = 10 \lg 2\pi r_s^2, \qquad (V—15)$$

где r_s — радиус полусферы, описанный вокруг машины.

В малых холодильных машинах обычно значение L_p больше, чем L_{m1}, на 8—12 дБ.

Уровни шума измеряют специальными приборами — шумомерами, которые обычно имеют три шкалы (A, B и C), соответствующие меньшему, среднему и большему уровню громкости. В действующих нормах обычно указывают октавные (спектральные) уровни звукового давления в различных полосах частот по контуру C и корректированные уровни звука по контуру A(децибелы по контуру A сокращенно обозначают дБА).

Вибрации. В малых холодильных компрессорах вибрации обычно не превышают пределов, при которых они начинают оказывать воздействие на человека, вызывать дрожание весов и т. п. Но даже незаметные вибрации рамы могут усилить шум оборудования, поэтому эти величины также строго ограничивают.

Для характеристики вибраций принимают такую же шкалу (в относительных логарифмических единицах — децибелах), как и для характеристики шума.

Уровень вибраций характеризуют смещениями вибрирующей поверхности, либо ее скоростью или же ускорением.

Вибрации малых холодильных компрессоров характеризуют уровнем вибрационных ускорений в децибелах L.

Нормы шума и вибраций. Впервые нормы шума и вибраций отечественных холодильных компрессоров общего назначения были установлены в ГОСТ 9666—61 на герметичные компрессоры. Проведенные в дальнейшем исследования [111а, 118] позволили уточнить и дифференцировать эти нормы.

Уровни шума и вибраций поршневых и ротационных герметичных компрессоров примерно одинаковы. Так же как и остальные показатели качест-

Таблица 40

Номинальная холодопроизводительность		Корректированный уровень звуковой мощности, дБА, не более	Уровень виброускорений, дБ, не более
Вт	ккал/ч		
255 325 405	220 280 350	53	65
525 640 815	450 550 700	62	70
1050 1280	900 1100	66	
1630 2090 2550 3260	1400 1800 2200 2800	73	80

ва малых холодильных компрессоров, уровни шума и вибрации зависят от их номинальной холодопроизводительности

$$L_{p\ ном} = f_1 (Q_{0\ ном}),$$

$$\ddot{L}_{ном} = f_2 (Q_{0\ ном}).$$

В табл. 40 приведены нормативные значения акустических характеристик среднетемпературных высокооборотных герметичных компрессоров с частотой вращения 50 $с^{-1}$ по ГОСТ 17240—71.

Стандартом на компрессоры для бытовых холодильников допускается уровень звука не более 43 дБА, а при пуске 50 дБА.

На рис. 100 указан максимально допустимый уровень вибраций (кривая *1*), звуковой мощности (кривая *2*) и уровень звука на расстоянии 1м (кривая *3*), а также поле значений уровня звука на расстоянии 1 м от современных малых холодильных компрессоров. Данные приведены для $t_0 = 15°$ С; $t_к = 30°$С и частоты вращения 50 $с^{-1}$.

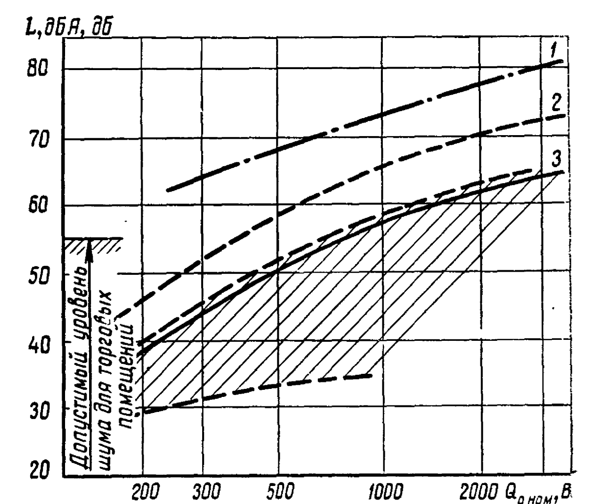


Рис. 100. Акустические характеристики герметичных компрессоров.

Недостатком норм является то, что в них даны общие, а не спектральные (определенные для каждой полосы частот) значения.

Санитарные (гигиенические) нормы устанавливают допустимые уровни шума в зависимости от частоты. В табл. 41 приведены допустимые уровни звукового давления L в различных октавных полосах. Для ориентировочной оценки указаны также уровни звука в дБА (допустимый уровень звуковой мощности торгового оборудования до 69 дБА).

Таблица 41

Помещения	Октавные уровни звукового давления (дБ) для средней частоты, Гц								Уровень звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Больничные палаты	51	39	31	24	20	17	14	13	25
Жилые комнаты	55	44	35	29	25	22	20	18	30
Конструкторские бюро, лаборатории	71	61	54	49	45	42	40	38	50
Столовые, залы кафе и ресторанов, фойе	75	66	59	54	50	47	45	43	55
Торговые залы магазинов, пассажирские залы, помещения управлений	79	70	63	58	55	52	50	49	60

Днем шум в квартирах может быть на 10 дБ (или дБА) выше, чем ночью, допускается уровень шума бытовых холодильников $L_{m1} \leqslant 45$ дБА.

В производственных помещениях, где персонал находится лишь часть рабочего времени, допускается гораздо более высокий уровень шума (до 85 дБА), а там, где механик работает до 1 ч в день — еще на 12 дБ выше. Малые холодильные машины общего назначения, установленные в машинных отделениях, практически всегда отвечают акустическим требованиям. Компрессоры при частоте вращения 50 $с^{-1}$ должны иметь внутреннюю подвеску.

Если в помещении установлено несколько единиц оборудования (например, прилавков со встроенными агрегатами), то суммарный уровень звукового давления $L_{пом}$, дБ:

$$L_{пом} = 10 \lg \sum_{1}^{n} 10^{0,1 L_{pi}} - 10 \lg B + 6, \qquad (V—16)$$

где $L_{пом}$ — суммарный уровень звукового давления в помещении;
n — число единиц оборудования, работающих одновременно;
L_{pi} — уровни звуковой мощности единицы оборудования, дБ;
B — постоянная, характеризующая звукопоглощение в помещении, м².

ОСНОВНЫЕ НОРМАТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРОВ

Основные нормативные параметры малых холодильных компрессоров, изготовляемых в Советском Союзе, указаны в государственных стандартах: на герметичные компрессоры общего назначения с частотой вращения 50 $с^{-1}$ — в ГОСТ 17240—71, с частотой вращения 25 $с^{-1}$ — в ГОСТ 9666—61; на герметичные компрессоры для бытовых холодильников — в ГОСТ 17008—71; бессальниковые и открытые компрессоры общего назначения холодопроизводительностью свыше 5250 Вт (4500 ккал/ч) — в ГОСТ 6492—68.

Во всех стандартах даны номинальная холодопроизводительность, потребляемая мощность и масса компрессоров.

Основные параметры герметичных компрессоров с частотой вращения 50 $с^{-1}$ по ГОСТ 17240—71 приведены в табл. 42.

Здесь холодопроизводительность и мощность приведены при условиях работы, указанных в табл. 10, 11 и номинальном напряжении электрического тока (с увеличением напряжения мощность возрастает). Масса компрессоров дана без массы масла.

Нормативные показатели качества поршневых и ротационных герметичных компрессоров приняты одинаковыми. У экранированных компрессоров потребляемая мощность и масса могут быть на 10% больше, чем указано в табл. 42.

Допускаются отклонения на ±7% от номинальной холодопроизводительности при условии, что отношение холодопроизводительности к потребляемой мощности $\varepsilon_{э.ном}$ будет не меньше, чем по табл. 42.

Основные параметры выпускаемых в настоящее время герметичных компрессоров (ХЗХМ и РЗХМ) с частотой вращения 25 $с^{-1}$ представлены в табл. 43.

Отклонения, как и в предыдущем случае, допускаются до ±7% при сохранении значений $\varepsilon_{э.ном}$.

Компрессор ФГр — ротационный с однофазным электродвигателем, остальные — поршневые с трехфазными двигателями.

В ГОСТ 17008—71 на герметичные компрессоры для бытовых холодильников указан следующий ряд номинальных холодопроизводительностей 46, 75, 116, 145 и 180 Вт. Номинальная потребляемая мощность указана для одной модели ФГ 0,100 (116 Вт); мощность не должна превышать 135 Вт.

Таблица 42

Тип и исполнение компрессора	Номинальная холодопроизводительность		Потребляемая мощность, кВт, не более	Масса, кг не более
	Вт	ккал/ч		
Поршневые и ротационные среднетемпературные ФГС, ФГрС	255	220	0,17	12
	325	280	0,19	13
	405	350	0,23	14
	525	450	0,26	17
	640	550	0,31	19
Поршневые и экранированные среднетемпературные ФГС, $ФГ_эС$	815	700	0,37	22
	1050	900	0,47	24
	1280	1100	0,56	26
	1630	1400	0,69	28
	2090	1800	0,87	31
	2560	2200	1,04	34
	3260	2800	1,31	37
Поршневые и ротационные низкотемпературные ФГН, ФГрН	255	220	0,29	18
	325	280	0,35	20
Поршневые и экранированные низкотемпературные ФГН, $ФГ_эН$	405	350	0,41	22
	525	450	0,49	24
	640	550	0,57	26
	815	700	0,70	29
	1050	900	0,87	32
	1280	1100	1,04	36
	1630	1400	1,29	42
Поршневые и ротационные высокотемпературные ФГВ, ФГрВ	815	700	0,33	13
	1050	900	0,39	14
	1280	1100	0,45	15
	1630	1400	0,55	18
	2100	1800	0,68	20
Поршневые и экранированные высокотемпературные ФГВ, $ФГ_эВ$	2560	2200	0,80	23
	3260	2800	0,98	25
	4050	3500	1,20	27
	5230	4500	1,50	29
	6400	5500	1,80	32
	8140	7000	2,30	36
	10500	9000	2,90	40

Таблица 43

Тип и исполнение компрессора	Номинальная холодопроизводительность		Потребляемая мощность, кВт, не более	Масса, кг, не более
	Вт	ккал/ч		
Ротационный среднетемпературный ФГр	405	350	0,25	20
Поршневые среднетемпературные ФГ	525	450	0,26	23,5
	640	550	0,31	25,5
	815	700	0,37	28
	1280	1100	0,56	32
Поршневые низкотемпературные ФГН	255	220	0,29	25
	325	280	0,35	28
	405	350	0,41	30
	640	550	0,57	36

Допускаются отклонения такие же, как у остальных герметичных компрессоров.

Основные параметры малых открытых и бессальниковых компрессоров номинальной холодопроизводительностью от 5250 до 14 000 Вт (от 4500 до 12 000 ккал/ч) приведены в табл. 44. Холодильный агент — фреон-12.

Таблица 44

Тип компрессора	Номинальная холодопроизводительность		Номинальная потребляемая мощность, кВт	Масса, кг
	Вт	ккал/ч		
Бессальниковые				
ФВБС4	5250	4500	2,3	130
ФВБС6	7000	6000	3,1	130
ФУБС9	10500	9000	4,5	200
ФУБС12	14000	12000	6,0	200
Открытые				
ФВ6	7000	6000	2,5	45
ФУ12	14000	12000	5,0	90

Примечания: 1. Указана эффективная мощность открытых компрессоров (на валу).

2. Приведена масса бессальниковых компрессоров без масла, открытых компрессоров — без масла и без маховика.

Номинальный режим работы: температура кипения —15° С, конденсации 30° С, всасывания 15° С, переохлаждения 25° С. Допустимые отклонения производительности до 7%, мощности до 7%, массы до 7%.

Основные геометрические параметры малых поршневых компрессоров рассмотрены в главе IV.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Герметичные компрессоры. В технических требованиях к поршневым герметичным компрессорам (ГОСТ 10612—63 и 17240—71) большое место отводится требованиям к встроенным электродвигателям. Начальный вращающий момент электродвигателя выбирают в соответствии с наиболее тяжелыми условиями пуска компрессоров.

Пуск компрессоров, предназначенных для холодильных машин с капиллярной трубкой, происходит в относительно легких условиях: разность давлений нагнетания и всасывания в момент пуска может быть до 100 кПа (~1 кгс/см²) при температуре кипения до 20° С.

В ГОСТ 17008—71 на компрессоры для бытовых холодильников предусмотрены еще более легкие условия: давления во всасывающем и нагнетательном патрубках должны быть одинаковы и равны ~410 ± 20 кПа (около 4 ± 0,2 кгс/см²); продолжительность пуска (при напряжении на 15% ниже номинального, как и в предыдущих случаях) до 1 с. Компрессор должен быть оборудован защитным реле, останавливающим его в случае превышения предельной температуры обмотки. Сопротивление изоляции токоведущих частей электродвигателя в холодном состоянии относительно корпуса и сопротивление изоляции между обмотками должны быть не менее 50 МОм, а эк-

ранированных компрессоров — не менее 5 МОм. Электрическая изоляция токоведущих частей компрессора должна выдерживать испытательное напряжение частоты 50 Гц относительно корпуса и кожуха компрессора не менее 1500 В.

Компрессоры с трехфазным электродвигателем должны работать при любом направлении вращения вала.

Предусмотрена высокая степень унификации компрессоров. Каждый из них должен быть унифицирован не менее чем с одним ближайшим по номинальной производительности компрессором того же типа и исполнения. Поршневые компрессоры должны иметь одинаковые поршни, поршневые пальцы, шатуны, клапаны, амортизаторы, проходные контакты и защитные температурные реле, ротационные компрессоры — одинаковые крышки цилиндров, клапаны, амортизаторы и проходные контакты. Электродвигатели должны иметь одинаковые наружные и внутренние диаметры статоров и роторов (допускаются различия в длине). Компрессоры низко- и высокотемпературные должны быть изготовлены на базе среднетемпературных, т. е. иметь такие же диаметр цилиндра, число цилиндров, ход поршня и корпус, как у одного из среднетемпературных компрессоров.

Поршни герметичных компрессоров должны быть без поршневых колец, что повышает долговечность машин и снижает стоимость их изготовления. Для того чтобы обеспечить надежное уплотнение компрессоров (с частотой вращения 25 $с^{-1}$) диаметральный зазор между поршнем и цилиндром диаметром 36 мм, изготовленными из черных металлов, не должен превышать 18 мкм.

Шероховатость обработанных поверхностей: зеркала цилиндра поршневых компрессоров, наружных цилиндрических поверхностей поршня, поршневого пальца и шеек вала, и также внутренних поверхностей втулки шатуна, бобышек поршня и подшипников вала — должна быть не ниже 10-го класса чистоты для деталей из черных металлов и 8-го класса для деталей из цветных (в открытых компрессорах для аналогичных деталей установлены 7—9-е классы чистоты). Шероховатость поверхностей цилиндров ротационных компрессоров должна быть не ниже 6-го класса чистоты.

Кожух компрессоров может находиться под давлением, соответствующим температуре окружающего воздуха до 45° С. При работе на фреоне-22 этому соответствует расчетное избыточное давление $p_р$ = 1,7 МПа (17 кгс/см²). Пробное гидравлическое давление (на прочность) $p_г$ по действующим нормам составляет 1,25 $p_р$, но не менее $p_р$ + 0,3 МПа (3 кгс/см²). В данном случае $p_р \approx$ 2,2 МПа (22 кгс/см²). По ГОСТ 17240 — 71 принимают $p_г$ = = 2,5 МПа (25 кгс/см²).

Кожухи компрессоров, работающих на фреонах-22 и -502 проверяют на плотность давлением 2 МПа (20 кгс/см²). Для фреона-12 приняты пробные избыточные давления 2 и 1,6 МПа (20 и 16 кгс/см²). Компрессоры с частотой вращения 25 $с^{-1}$ рассчитаны на температуру окружающего воздуха 40° С, поэтому для них пробное давление на прочность (для фреона-12) установлено равным 2 МПа (20 кгс/см²), на плотность — 1,6 МПа (~16 кгс/см²). Из соображений унификации пробные давления для компрессоров, работающих на фреонах-12 и -22, приняты одинаковыми.

Предусмотрено выполнение технологических требований, обеспечивающих удаление влаги из системы, без чего не может быть гарантирована долговечность компрессоров, например сушка компрессора в печи с продувкой сухим воздухом. Точка росы сухого воздуха у входа в компрессор должна быть не выше —55°С, у выхода — не выше —50°С, при выдержке воздуха в компрессоре в течение 5 мин.

Из обезвоженного компрессора до зарядки воздух должен быть удален до абсолютного давления не более 1 Па (0,1 мм рт. ст.).

После этого компрессор, поставляемый отдельно от агрегата, должен быть заполнен маслом и инертным газом (обычно — сухим азотом) с точкой росы не выше —50°С до избыточного давления в пределах 50—100 кПа (около 0,5—1 кгс/см^2). Фреон и масло должны быть специально осушены.

Бессальниковые и открытые компрессоры. В технических требованиях к бессальниковым и открытым компрессорам ограничена температура фреона у выхода из нагнетательного патрубка: фреона-12 не выше 125°С; фреона-22 не выше 145°С. Температура масла в картере должна быть не выше 70°С. При принудительной смазке давление масла должно быть на 50—150 кПа (около 0,5—1,5 кгс/см^2) выше давления в картере.

Сопротивление изоляции обмоток встроенного электродвигателя относительно корпуса и между обмотками должно быть не менее 5 МОм; пуск компрессоров — при температурах конденсации до 50°С и понижении напряжения на 10%. Температура обмотки должна быть не выше 100°С.

Пробные избыточные давления для компрессоров, работающих на фреоне-22, приняты следующими: для полости нагнетания при испытании на прочность 2,4 МПа (24 кгс/см^2), на плотность 1,6 МПа (16 кгс/см^2); для полости всасывания соответственно 1,6 и 1 МПа (16 и 10 кгс/см^2). Для компрессоров, работающих на фреонах-12 и -142, пробные избыточные давления на прочность и плотность составляют для полости нагнетания соответственно 1,6 и 1 МПа (16 и 10 кгс/см^2), для полости всасывания — 1,2 и 1 МПа (12 и 10 кгс/см^2).

Требования к материалам и чистоте обработки основных деталей менее жесткие, чем к деталям герметичных машин.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ НОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Экономическую эффективность от применения компрессора 1 (более совершенного) вместо компрессора 2 (менее совершенного) определяют[1], сравнивая приведенные годовые затраты:

$$Э_г = (C_1 + E_н K_1) - (C_2 + E_н K_2), \qquad (V—17)$$

где C_1, C_2 — эксплуатационные затраты;

$E_н$ — нормативный отраслевой коэффициент экономической эффективности (для холодильных машин $E_н = 0,15$);

K_1, K_2 — капитальные затраты.

Эксплуатационные затраты

$$C = C_а + C_{т.о.р} + C_э + C_в, \qquad (V—18)$$

где $C_а$ — амортизационные расходы;

$C_{т.о.р}$ — расходы на техническое обслуживание и ремонт за год;

$C_э$, $C_в$ — расходы на электроэнергию и охлаждающую воду (в машинах с водяным охлаждением).

Амортизационные расходы

$$C_а = \frac{K_{об}}{T_{общ}} \qquad (V—19)$$

где $K_{об}$ — стоимость оборудования;

$T_{общ}$ — срок службы изделия, лет.

---

[1] Определение экономической эффективности проводят в соответствии с методикой, разработанной Госпланом СССР и АН СССР.

Амортизационные расходы обычно устанавливают нормативными документами. Для холодильного оборудования общего назначения

$$C_а = 0,115\,K_{об}. \qquad (V—20)$$

Расходы на техническое обслуживание и ремонт $C_{т.о.р}$ в большой мере зависят от организации эксплуатации.

Расходы на электроэнергию

$$C_э = N_{э.\ ном}\, i C_{1э}, \qquad (V—21)$$

где $N_{э.ном}$ — номинальная потребляемая мощность.
i — число часов работы в год;
$C_{1э}$ — стоимость 1 кВт·ч промышленной электроэнергии.

Для малых холодильных машин i составляет от 3000 до 7000 ч в год в зависимости от местных условий. Принимают $i = 5000$ ч в год.

Стоимость 1 кВт·ч промышленной электроэнергии в среднем по Советскому Союзу составляет около 2 коп. (отметим, что в США и ФРГ цены на промышленную электроэнергию выше).

Расходы на охлаждающую воду

$$C_в = G_в\, i\, C_{1в}, \qquad (V—22)$$

где $G_в$ — расход воды в 1 ч;
$C_{1в}$ — стоимость 1 м^3 воды.

Капитальные затраты складываются из следующих элементов

$$K = K_{об} + K_{мнт} + K_т, \qquad (V—23)$$

где $K_{об}$ — стоимость оборудования;
$K_{мнт}$ — стоимость монтажа,
$K_т$ — транспортные расходы.

Стоимость монтажа $K_{мнт}$ в заводских условиях значительно ниже, чем на месте эксплуатации, особенно в случае герметичных компрессоров.

Расходы на монтаж герметичных компрессоров в заводских условиях составляют около 10% их стоимости; монтаж открытых типа ФАК обходится дороже. И наоборот, стоимость ремонта (и монтажа после ремонта) герметичного компрессора в несколько раз выше.

За рубежом, где компрессоры имеют меньшую, а ремонт большую стоимость, часто оказывается выгодней заменить герметичный компрессор, чем ремонтировать его.

Транспортные расходы $K_т$ пропорциональны массе изделий

$$K_т = aG_{об}. \qquad (V—24)$$

Поэтому транспортирование герметичных компрессоров обходится дешевле, чем открытых, а компрессоров с частотой вращения 50 с$^{-1}$ — дешевле, чем с $n = 25$ с$^{-1}$.

В случае малых холодильных машин можно определить только среднюю величину транспортных расходов; их принимают равными 5% от стоимости оборудования

$$K_т = 0,05\,K_{об}. \qquad (V—25)$$

При сравнении двух однотипных моделей (например, герметичных поршневых компрессоров одинаковой производительности с частотой вращения 25 и 50 с$^{-1}$) ряд статей приведенных расходов, близких между собой, на результаты не влияют и поэтому не рассматриваются. К ним относятся стоимость монтажа, стоимость технического обслуживания и ремонта (при равной надежности машин).

Тогда эффективность внедрения $Э$ компрессора 1 с частотой вращения 50 с$^{-1}$ при $i = 5000$ ч работы в год определится из сравнения следующих статей расходов:

$$C_1 - C_2 = 0,115\,(K_1 - K_2) + 100\,(N_{э.\ ном\ 1} - N_{э.\ ном\ 2}), \qquad (V-26)$$

$$K_1 - K_2 = 1,05\,(K_{км1} - K_{км2}),$$

здесь $K_{км}$ — стоимость компрессора.

Подставляя эти величины в уравнение (V—17), получим

$$Э = 0,121\,(K_{км1} - K_{км2}) + 100\,(N_{э.\ ном\ 1} - N_{э.\ ном\ 2}) + 0,15 \cdot 1,05\,(K_{к1} - K_{к2}),$$

отсюда

$$Э = 0,28\,(K_{км1} - K_{км2}) + 100\,(N_{э.\ ном\ 1} - N_{э.\ ном\ 2})\,. \qquad (V-27)$$

При увеличении частоты вращения с 25 до 50 с$^{-1}$ масса компрессора снижается на 15—20%, соответственно этому уменьшается стоимость. Расчеты показывают, что переход к новым моделям с частотой вращения 50 с$^{-1}$ экономически целесообразен, если надежность и холодильный коэффициент компрессора остаются практически постоянными.

Глава VI. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Эффективность теплообменных аппаратов различных теплотехнических установок оценивают с помощью таких показателей, как коэффициент теплопередачи k [Вт/(м$^2 \cdot$ К)], удельная тепловая нагрузка q (Вт/м^2), гидравлическое сопротивление Δp (Па), удельная материалоемкость $g_{т.а}$ (кг/кВт), удельный габаритный объем (отношение произведения габаритных размеров к производительности) $v_{т.а}$ (м^3/кВт), энергетический коэффициент E (отношение производительности к затрате мощности на перемещение теплоносителя и рабочего вещества).

Но для оценки эффективности теплообменных аппаратов холодильной машины (конденсаторов, испарителей, регенеративных теплообменников) этого недостаточно — необходимо в первую очередь определить влияние аппарата на характеристики машины в целом. Так, при замене вентилятора воздушного конденсатора гораздо важней знать изменение мощности, потребляемой компрессором, чем самим вентилятором. Поэтому для технико-экономической оценки сравниваемых аппаратов определяют общие приведенные затраты вариантов холодильной установки, различающихся лишь теплообменными аппаратами. Порядок определения приведенных затрат таков же, как для компрессоров (см. главу V), изменяются лишь отдельные составляющие затрат, например суммируют мощность компрессоров, вентиляторов и насосов.

К основным техническим характеристикам теплообменных аппаратов относятся площадь теплопередающей поверхности F (м^2), масса G (кг), габаритные размеры L, B, H (м), производительность Q (Вт) (при заданном тем-

пературном напоре), уровень шума L_p (дБ), а также технические характеристики ребристых поверхностей, которые рассмотрены ниже.

Теплообменные аппараты холодильных машин отличаются от аппаратов иных теплоэнергетических установок не только диапазоном температур и давлений, но и гораздо более низкими температурными напорами и удельными тепловыми нагрузками, поэтому их интенсивность сравнительно мала, особенно в малых машинах, где преобладают воздушные конденсаторы и испарители.

Теплообменные аппараты существенно влияют на все показатели качества холодильной машины, в том числе на энергетические и акустические, холодопроизводительность, надежность, металлоемкость, стоимость.

Суммарная стоимость аппаратов обычно близка к стоимости компрессора, суммарная масса превосходит массу компрессора в несколько раз (они составляют 60—80% общей массы малой холодильной машины), размеры теплообменных аппаратов значительно больше размеров компрессоров.

Акустические характеристики малых холодильных машин в значительной мере определяются совершенством конденсаторов и испарителей с принудительным движением воздуха. Уровень шума, создаваемого вентиляторами, часто бывает сопоставим с уровнем шума компрессора.

Надежность холодильных машин также зависит от качества изготовления теплообменных аппаратов. Несмотря на относительную простоту конструкции, даже при отсутствии движущихся частей, теплообменные аппараты часто служат источниками отказов машины, в первую очередь вследствие утечек фреона через неплотности в местах соединений.

Надежность аппаратов с принудительным движением воздуха сильно зависит от безотказности и долговечности их вентиляторов.

ВЛИЯНИЕ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Термодинамическое совершенство холодильных машин в большой мере зависит от внешней необратимости цикла, вызванной отсутствием равновесия между холодильным агентом и теплым и холодным источниками (т. е. окружающей средой и охлаждаемым объектом). Разность температур в теплообменных аппаратах отрицательно влияет также на потери в компрессоре, приводит к снижению его рабочих коэффициентов.

Влияние внешней необратимости зависит не только от перепада температур в конденсаторе и испарителе, но и от температурных границ термодинамического цикла: чем они ближе, тем сильнее это влияние. Температурные границы цикла наиболее распространенных малых холодильных машин чрезвычайно узки: разность температур теплого и холодного источников обычно составляет 10—20° С. Так, в однокамерных бытовых холодильниках и среднетемпературном торговом холодильном оборудовании температура холодильной камеры обычно близка к 5° С при средней температуре окружающей среды 20—25° С. Автономные кондиционеры поддерживают в помещениях 25—30° С при температуре на улице 35—40° С.

Рассмотрим влияние внешней необратимости на эффективность цикла машины, работающей с температурным напором в конденсаторе $\theta_к$ и в испарителе $\theta_и$ [180]. Для этого сравним машину, работающую с теплообменными аппаратами конечных размеров при разности температур $\theta_к$ и $\theta_и$, с машиной, имеющей аппараты с бесконечной поверхностью, работающей при температуре конденсации $T_к$, равной температуре окружающей среды $T_{о.с}$, и

температуре кипения T_0, равной температуре холодного источника $T_{х.и}$ (холодильной камеры, кондиционируемого помещения).

Холодильный коэффициент теоретической герметичной машины

$$\varepsilon_{т.г} = \varepsilon_c \eta_c \eta_г, \quad (VI-1)$$

где ε_c — холодильный коэффициент образцового цикла;
η_c — коэффициент обратимости;
$\eta_г$ — коэффициент, учитывающий влияние встроенного электродвигателя.

Все коэффициенты, входящие в правую часть уравнения, как показано в главе I, зависят от разности температур конденсации и кипения.

В холодильной машине с теплообменными аппаратами конечных размеров температура кипения должна быть ниже температуры холодного источника

$$T_0' = T_{х.и} - \Theta_и, \quad (VI-2)$$

а температура конденсации — выше температуры окружающей среды

$$T_к' = T_{о.с} + \Theta_к. \quad (VI-3)$$

Соответственно температурные границы цикла

$$\Delta T_ц = T_{о.с} - T_{х.и} \quad (VI-4)$$

расширяются:

$$\Delta T_ц' = T_{о.с} - T_{х.и} + \Theta_к + \Theta_и. \quad (VI-5)$$

При этом изменяются энергетические коэффициенты, входящие в уравнение (VI—1),

$$\varepsilon_{т.г}' = \varepsilon_c' \eta_c' \eta_г'. \quad (VI-6)$$

Холодильный коэффициент обратного цикла Карно в этом случае

$$\varepsilon_c' = \frac{T_{х.и} - \Theta_и}{(T_{о.с} + \Theta_к) - (T_{х.и} - \Theta_и)}. \quad (VI-7)$$

После преобразований

$$\varepsilon_c' = \varepsilon_c \frac{1 - \dfrac{\Theta_и}{T_{х.и}}}{1 + \dfrac{\Theta_к + \Theta_и}{T_{о.с} - T_{х.и}}}. \quad (VI-8)$$

Расширение температурных пределов приводит к увеличению внутренней необратимости теоретического цикла. Коэффициент обратимости можно представить в виде

$$\eta_c' = \eta_c - b_1 (\Theta_к + \Theta_и), \quad (VI-9)$$

а коэффициент влияния встроенного электродвигателя

$$\eta_г' = \frac{\eta_г}{1 + f(T_к' - T_0')}. \quad (VI-10)$$

С ростом разности температур $T_к' - T_0'$ величина этого коэффициента также уменьшается.

Таким образом

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_c' &< \varepsilon_c, \\ \eta_c' &< \eta_c, \\ \eta_г' &< \eta_г. \end{aligned}\right\} \qquad (VI—11)$$

Поэтому

$$\varepsilon_{т.г}' < \varepsilon_{т.г}\,. \qquad (VI—12)$$

Из изложенного следует, что с ростом внешней необратимости циклов паровой холодильной машины усиливается отрицательное влияние внутренней необратимости на характеристики циклов.

Все энергетические коэффициенты, входящие в уравнение (VI—1), являются функциями разности температур $\Delta T_ц$. Относительное приращение этой величины, вызванное внешней необратимостью, равно

$$\frac{\Delta T_ц' - \Delta T_ц}{\Delta T_ц} = \frac{(T_к' - T_0') - (T_{о.с} - T_{х.и})}{T_{о.с} - T_{х.и}} = \frac{\theta_к + \theta_и}{T_{о.с} - T_{х.и}}. \qquad (VI—13)$$

Чем меньше разность температур окружающей среды и холодного источника, тем больше влияние внешней необратимости.

В малых холодильных машинах общего назначения эта разность находится в пределах

$$5°C \leqslant (T_{о.с} - T_{х.и}) \leqslant 70°C.$$

Здесь меньшая цифра относится к автономным кондиционерам (в периоды их работы при малых тепловых нагрузках), а бóльшая — к низкотемпературным установкам.

Сумма температурных напоров в испарителе и конденсаторе малых холодильных машин при расчетных нагрузках

$$20°C \leqslant (\theta_к + \theta_и) \leqslant 40°C.$$

Левая часть неравенства относится к аппаратам с принудительным, правая — со свободным движением воздуха.

При этом

$$0{,}3 \leqslant \frac{\theta_к + \theta_и}{T_{о.с} - T_{х.и}} \leqslant 5.$$

В распространенных случаях это отношение равно 1,5—2,5. Следовательно, температурные пределы цикла малой холодильной машины могут вследствие внешней необратимости расшириться в несколько раз.

Рассмотрим зависимость холодильного коэффициента $\varepsilon_{т.г}$ от отношения

$$\frac{\Sigma\theta}{\Delta T_ц} = \frac{\theta_к + \theta_и}{T_{о.с} - T_{х.и}}.$$

Как видно из рис. 101, решающее влияние расширение температурных границ оказывает на холодильный коэффициент обратного цикла Карно ε_c (линия *1*), меньшее — на коэффициент обратимости теоретической паровой холодильной машины с открытым компрессором η_c (линия *2*) и совсем малое— на коэффициент $\eta_г$, характеризующий воздействие подогрева всасываемого пара во встроенном двигателе герметичного компрессора (линия *3*). В действительной машине расширение температурных границ цикла и увеличение отношения давлений приводят также к падению к. п. д. и коэффициента подачи компрессора.

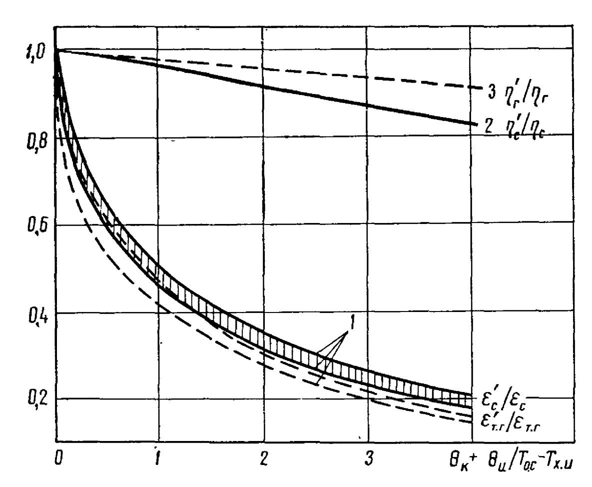


Рис. 101. Влияние расширения температурных границ цикла на холодильный коэффициент теоретической машины:

——— с открытым компрессором; – – – – с герметичным компрессором.

Рассмотрим в качестве примера машину, поддерживающую в камере холодильного шкафа 5° С при температуре окружающего воздуха 20° С; объем, описанный поршнями компрессора, 3,6 м³/ч.

При отсутствии внешней необратимости машина работала бы в следующем режиме: температура кипения t_0 = 5° С, конденсации $t_к$ = = 20° С, переохлаждения $t_и$ = 20° С, всасывания $t_{км1}$ = 20° С. При этих условиях в теоретическом цикле холодопроизводительность компрессора при работе на фреоне-12 составляет 2830 Вт, холодильный коэффициент равен 17,6.

В действительности существуют объемные и энергетические потери компрессора. Отношению давления конденсации к давлению кипения, равному 1,56, соответствует коэффициент подачи λ = 0,81 и электрический к. п. д. $\eta_э$ = 0,44. С учетом этого производительность машины с действительным компрессором, но без внешней необратимости, составит 2290 Вт, а холодильный коэффициент будет равен 7,7.

В машине с внешней необратимостью (при обычных для торгового холодильного оборудования температурных напорах в конденсаторе и испарителе) температурные границы цикла значительно расширятся, машина будет работать в режиме t_0 = —15° С, $t_к$ = 30° С, $t_и$ = 25° С, $t_{км1}$ = 20° С (номинальный режим работы среднетемпературного компрессора). В этих условиях холодопроизводительность цикла с теоретическим компрессором составит 1310 Вт, холодильный коэффициент будет равен 4,81. Таким образом, только под влиянием внешней необратимости холодопроизводительность снижается более чем вдвое, а энергетические показатели — в 3,7 раза. Но изменятся также условия работы действительного компрессора. Отношение давлений увеличится до 4,1, соответственно коэффициент подачи снизится до 0,67; электрический к. п. д. почти не изменится. В целом холодопроизводительность будет равна 760 Вт, т. е. снизится более чем в 3 раза, а холодильный коэффициент составит 2,21, т. е. уменьшится в 8 раз.

При этом потери, вызванные разностью температур в теплообменных аппаратах, влияют на характеристики машины гораздо сильней, чем потери в компрессоре.

ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНДЕНСАТОРОВ И ИСПАРИТЕЛЕЙ

Эффективность конденсаторов и испарителей, как элементов холодильной машины, можно охарактеризовать, как следует из уравнения (VI—13), безразмерными показателями

$$\Phi_к = \frac{\theta_к}{\Delta T_ц} \qquad (VI-14)$$

и

$$\Phi_и = \frac{\theta_и}{\Delta T_ц}. \qquad (VI—15)$$

В уравнениях (VI—14) и (VI—15)

$$\theta_к = t_к - t_{о.с},$$

$$\theta_и = t_{х.и} - t_0,$$

$$\Delta T_ц = t_{о.с} - t_{х.и},$$

где $t_{о.с} = t_{в1}$ (или $t_{вд1}$) — температура воздуха (или воды) у входа в конденсатор;
$t_{х.и} = t_{х.вl}$ (при $t'_{х.жl}$) — температура охлаждаемой среды (воздуха или жидкости) у входа в испаритель.

Разности температур $\theta_к$ и $\theta_и$ при заданной тепловой нагрузке Q определяются площадью теплопередающей поверхности F и интенсивностью теплообмена, которую обычно характеризуют коэффициентом теплопередачи

$$k = \frac{Q}{\theta_m F}, \qquad (VI—16)$$

где θ_m — средняя интегральная разность температур (средний температурный напор).

Для теплообменных аппаратов с противотоком и параллельным током

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{2{,}3 \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}}. \qquad (VI—17)$$

Но для термодинамической оценки теплообменных аппаратов как элементов холодильной машины нужно знать не θ_m, а $\theta_к$ или $\theta_и$.

Широко распространены теплообменные аппараты, в которых возможны различные значения $\theta_к$ и $\theta_и$ при одинаковых значениях θ_m. К ним относятся в первую очередь многосекционные конденсаторы и испарители. В этих аппаратах скорость воздуха обычно выбирают в относительно узких пределах независимо от числа секций. Так, в конденсаторах с принудительным движением воздуха массовая скорость практически не выходит за пределы 3—6 кг/(м²·с), тогда как число секций в выполненных конструкциях составляет от 1 до 8 (см. главу VII).

Но если аппарат, имеющий заданную теплопередающую поверхность, изготовить с большим числом секций, то живое сечение секции сократится и соответственно уменьшится расход воздуха. Влияние числа секций на коэффициент теплопередачи k может быть различным в зависимости от характера оребренной поверхности [30, 53]. Если принять в первом приближении k = const,

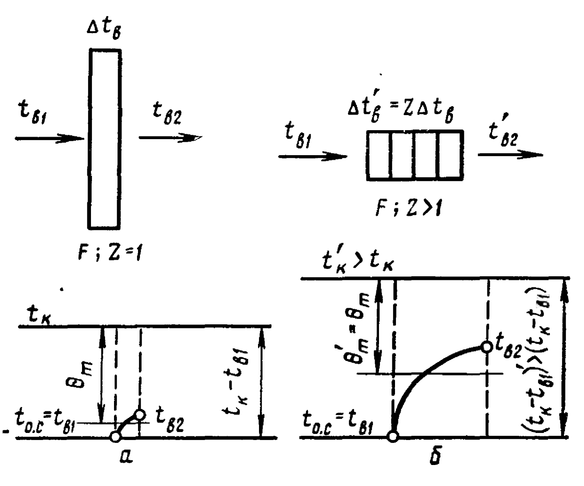


Рис. 102. Изменение температур воздуха и конденсации в конденсаторах равной поверхности с одной (*а*) и четырьмя (*б*) секциями.

то при заданных поверхности F и тепловой нагрузке Q величина θ_m, как следует из уравнения (VI—16), остается неизменной.

Однако в связи с сокращением расхода воздуха температура его у выхода из конденсатора возрастает, соответственно при постоянной величине θ_m возрастет и температура конденсации. В качестве примера на рис. 102 показано изменение температур в конденсаторах с одной и четырьмя секциями при постоянной температуре окружающей среды $t_{о.с}$.

По тем же причинам в многосекционном испарителе понизится температура кипения.

Следовательно, энергетические показатели холодильной машины с многосекционными конденсатором и испарителем окажутся ниже, чем у машины с аппаратами, имеющими ту же теплопередающую поверхность, но меньшее число секций [178].

Для оценки совершенства теплообменных аппаратов холодильных установок с этой точки зрения целесообразно ввести условный коэффициент теплопередачи, характеризующий конденсатор и испаритель как элемент холодильной машины:

$$k' = \frac{Q}{\theta_1 F}. \qquad \text{(VI—18)}$$

Разность температур θ_1 для конденсатора равна $t_к—t_{в1}$ и для испарителя— $t_{в1} — t_0$.

Очевидно, что аппараты с одинаковыми значениями k, но более высокими значениями k' совершеннее. В связи с этим обычный тепловой расчет аппаратов холодильных машин целесообразно дополнить определением условных коэффициентов теплопередачи k'.

Рассмотрим влияние числа секций конденсатора на коэффициент k' в двух основных случаях, встречающихся при разработке малых холодильных агрегатов с воздушным конденсатором.

1. Заданная площадь теплопередающей поверхности конденсатора распределяется между несколькими секциями. При этом возможно изменение высоты или длины аппарата и изменение числа вентиляторов.

2. К заданной секции конденсатора присоединяют одну или несколько дополнительных секций. Это наиболее простой и распространенный способ создания ряда унифицированных конденсаторов.

1. Увеличение числа секций при постоянной площади поверхности конденсатора. Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_{кд} = \frac{F_у}{z} w_у \rho c_p \Delta t_в, \qquad \text{(VI—19)}$$

где $F_у$ — узкое (живое) сечение конденсатора при $z = 1$;
z — число секций;
$w_у \rho$ — массовая скорость воздуха в узком сечении конденсатора:
c_p — теплоемкость воздуха;
$\Delta t_в$ — повышение температуры воздуха, охлаждающего конденсатор:

$$\Delta t_в = t_{в2} — t_{в1}, \qquad \text{(VI—20)}$$

где $t_{в1}$, $t_{в2}$ — температура воздуха до и после конденсатора.

Чем больше секций, тем меньше (при постоянной скорости) расход и больше подогрев воздуха.

При $z = 1$ $\Delta t_в = \Delta t_{в\ min}$.

Из уравнения (VI—19) при $Q_{кд}$ = const

$$\Delta t_в = z \Delta t_{в\ min}. \qquad \text{(VI—21)}$$

Тепловую нагрузку конденсатора можно выразить согласно уравнению (VI—16) также в виде

$$Q_{\text{кд}} = k F \theta_m . \qquad \text{(VI—22)}$$

Для конденсаторов с одной и несколькими секциями из уравнений (VI—21) и (VI—22)

$$\frac{\Delta t_{\text{в min}}}{2{,}3 \lg \frac{(\theta_1)_{z=1}}{(\theta_2)_{z=1}}} = \frac{z \Delta t_{\text{в min}}}{2{,}3 \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}} , \qquad \text{(VI—23)}$$

где $(\theta_1)_{z=1}$, $(\theta_2)_{z=1}$ — значения θ_1 и θ_2 при $z = 1$.

Отсюда

$$\lg \frac{\theta_1}{\theta_2} = z \lg \frac{(\theta_1)_{z=1}}{(\theta_2)_{z=1}} . \qquad \text{(VI—24)}$$

Однако

$$\theta_2 = \theta_1 - \Delta t_{\text{в}} = \theta_1 - z \Delta t_{\text{в min}} . \qquad \text{(VI—25)}$$

После преобразований получим

$$\theta_1 = z \frac{\Delta t_{\text{в min}}}{1 - \left(1 - \frac{\Delta t_{\text{в min}}}{(\theta_1)_{z=1}}\right)^z} . \qquad \text{(VI—26)}$$

На рис. 103,*а* показана зависимость $\frac{\theta_1}{(\theta_1)_{z=1}}$ $f(z)$ для разных значений $\frac{\Delta t_{\text{в min}}}{(\theta_1)_{z=1}}$. Из рис. 103,*а* видно, что с увеличением числа секций превышение температуры конденсации над температурой окружающего воздуха быстро возрастает. Так при $\frac{\Delta t_{\text{в min}}}{(\theta_1)_{z=1}} = 0{,}5$ разность между температурой конденсации и температурой воздуха у входа в конденсатор увеличивается примерно в 2 раза при применении вместо одной секции четырех и примерно в 3 раза при применении шести секций той же суммарной поверхности.

2. **Увеличение площади поверхности конденсатора, пропорциональное числу секций.** Определим, какой эффект дает последовательное добавление секций конденсатора.

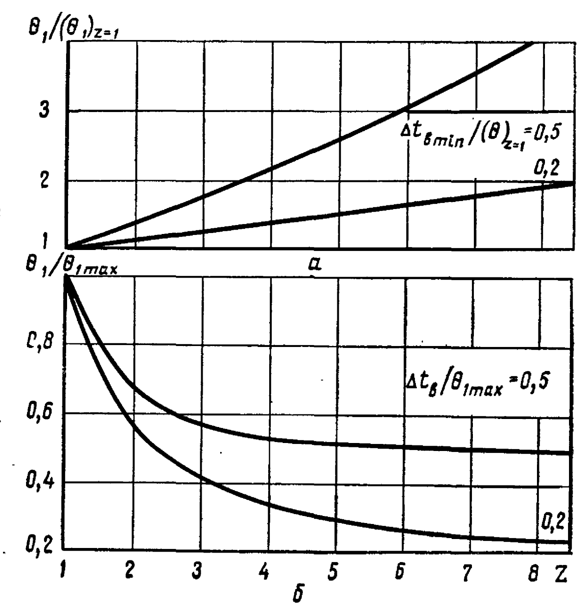


Рис. 103. Зависимость разности температур конденсации и окружающей среды от числа секций:

а — при постоянной поверхности конденсатора; *б* — при увеличении поверхности добавлением секций.

В этом случае

$$Q_{кд} = F_у w_у \rho c_p \Delta t_в; \quad (VI—27)$$

$$Q_{кд} = k F_1 z \Theta_m, \quad (VI—28)$$

где F_1 — площадь поверхности одной секции.

При постоянных тепловой нагрузке конденсатора, узком сечении и скорости воздуха согласно уравнению (VI—27)

$$\Delta t_в = \frac{Q_{кд}}{F_у w_у \rho c_p} = \text{const}. \quad (VI—29)$$

В действительности при увеличении числа секций скорость воздуха падает, что делает добавление секций еще менее эффективным. Но для простоты расчета сначала примем это условие, наиболее благоприятное для аппаратов с добавленными секциями.

При постоянном коэффициенте теплопередачи из уравнения (VI—28)

$$\Theta_m = \frac{\Theta_{max}}{z}, \quad (VI—30)$$

где Θ_{max} — значение Θ_m при $z = 1$.

Для конденсаторов с одной или несколькими секциями из уравнений (VI—28), (VI—29) и (VI—30)

$$\frac{\Delta t_в}{z\, 2{,}3 \lg \frac{\Theta_{1\,max}}{\Theta_{2\,max}}} = \frac{\Delta t_в}{2{,}3 \lg \frac{\Theta_1}{\Theta_2}}, \quad (VI—31)$$

где Θ_{1max}, Θ_{2max} — значения Θ_1 и Θ_2 при $z = 1$.

Отсюда

$$\lg \frac{\Theta_1}{\Theta_2} = z \lg \frac{\Theta_{1\,max}}{\Theta_{2\,max}}. \quad (VI—32)$$

После преобразования получим

$$\Theta_1 = \frac{\Delta t_в}{1 - \left(1 - \frac{\Delta t_в}{\Theta_{1max}}\right)^z}. \quad (VI—33)$$

На рис. 103,*б* показана зависимость $\frac{\Theta_1}{\Theta_{1\,max}} = f(z)$ для нескольких значений $\frac{\Delta t_в}{\Theta_{1\,max}}$.

С увеличением числа секций влияние каждой последующей секции быстро падает и после четвертой — шестой секции становится весьма малым.

В унифицированных конденсаторах с одинаковыми вентиляторами при увеличении числа секций скорость воздуха несколько снижается. Соответственно уменьшается коэффициент теплопередачи k.

В связи с этим уравнение (VI—28) принимает вид

$$Q_{кд} = k_z F_1 z \Theta_m, \quad (VI—34)$$

где k_z — коэффициент теплопередачи конденсатора, состоящего из z секций.

Тогда изменится и уравнение (VI—30)

$$\Theta_m = \frac{\Theta_{max}}{z \frac{k_{z=1}}{k_z}}. \quad (VI—35)$$

Поэтому

$$\theta_1 = \frac{\Delta t_в}{1-\left(1-\frac{\Delta t_в}{\theta_{1\,max}}\right)^{\frac{k_z}{k_{z=1}}z}}. \qquad (VI-36)$$

Это дополнительно снижает и без того малую роль последних секций. В целом уменьшение числа секций повышает эффективность конденсаторов и испарителей как элементов холодильной машины.

Следует отметить, что при минимальном числе секций конденсаторов герметичных агрегатов снижается коэффициент теплопередачи k в противоположность коэффициенту k' (в связи с турбулизацией потока воздуха в первой секции). Отсюда ранее был сделан очевидный, казалось бы, вывод о желательности увеличивать количество секций.

Изложенные соображения и проведенные автором опыты [178] показали преимущества малосекционных конденсаторов (см. главу VII). Разработка таких аппаратов позволила уменьшить размеры и массу сотен тысяч холодильных агрегатов.

В последнее время расчеты воздушных конденсаторов большой производительности подтвердили сделанные выше выводы: при использовании конденсаторов из 4 рядов труб вместо 8 поверхность можно уменьшить на 20—25%, при этом температура конденсации снижается на 2—6° С.

Все сказанное в той же мере относится и к воздухоохладителям.

В аппаратах со свободным движением воздуха эффективность конденсаторов, испарителей и камерных охлаждающих батарей повышается при уменьшении числа труб по высоте аппарата.

В конденсаторах с водяным охлаждением, а также в рассольных и водяных испарителях аналогичный результат достигается уменьшением числа ходов труб при сохранении скорости воды [100].

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха значительно ниже, чем со стороны конденсирующегося или кипящего холодильного агента. Поэтому для снижения массы и габаритных размеров аппаратов их поверхность со стороны воздуха увеличивают с помощью ребер.

В водяных конденсаторах и охладителях жидкостей, наоборот, менее интенсивен теплообмен со стороны фреона, поэтому здесь с помощью ребер расширяют поверхность, омываемую холодильным агентом. Выбор формы поверхности определяется технологическими, конструктивными и эксплуатационными соображениями.

Наибольшее распространение получили плоские прямоугольные ребра (рис. 104,*а*) алюминиевые, латунные, стальные или медные, толщиной 0,15—0,5 мм, с шагом 3,5—16 мм (в конденсаторах и испарителях автономных кондиционеров — до ~2 мм). Их штампуют из металлической ленты. При этом отверстия для труб часто снабжают воротничками, которые обеспечивают заданное расстояние между ребрами и улучшают тепловой контакт. Наряду с прямоугольными иногда применяют ребра трапецеидальной (рис. 104,*б*) и круглой (рис. 104,*в*) формы.

В некоторых новых конструкциях для уменьшения массы ребристую трубу изготовляют из отдельных, спаянных между собой элементов, каждый из которых представляет собой часть трубы с принадлежащим ей ребром (рис. 104,*г*). Витые круглые ребра из гофрированной ленты (рис. 104,*д*), намотан-

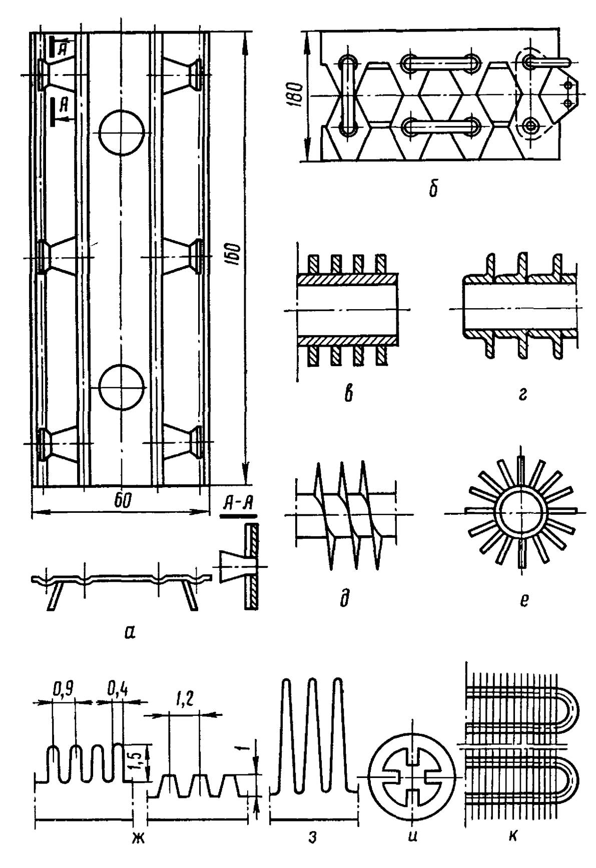


Рис. 104. Типы ребристых поверхностей.

ной на трубу и приваренной в нескольких точках, проще в изготовлении, но в аппаратах с принудительным движением воздуха быстро засоряются.

В последнее время предложены игольчатые ребра (рис. 104,*е*) из ленты, разрезанной на тонкие полоски (иглы). Это увеличивает теплопередающую поверхность (за счет сторон игл) и повышает теплоотдачу к воздуху вследствие дополнительной его турбулизации. Но изготовление таких ребер сложней, и они быстрей загрязняются. В водяных конденсаторах широко применяют ребра, накатанные на медных трубах (рис. 104,*ж*). Весьма перспективны накатанные на толстостенных алюминиевых трубах ребра значительно большей высоты (рис. 104,*з*).

Применяют также фасонные трубы с продольными ребрами на внутренней и (или) внешней стенках (рис. 104,*и*). В конденсаторах бытовых холодильников широко используют ребра из стальной проволоки диаметром 1—2 мм, припаянной к обеим сторонам труб (рис. 104, *к*); в таких же объектах применяют листотрубные конденсаторы из плоского змеевика, присоединенного к металлическому листу, играющему роль развитого ребра (см. главу VII).

Ребристую поверхность теплообменных аппаратов характеризуют с помощью следующих величин.

Коэффициент оребрения

$$\beta = \frac{F_н}{F_{вн}}, \qquad \text{(VI—37)}$$

где $F_н$ — общая площадь наружной поверхности, м²;
$F_{вн}$ — площадь внутренней поверхности, м².

Степень оребрения

$$\varphi = \frac{F_н}{F_{он}}, \qquad \text{(VI—38)}$$

где $F_{он}$ — площадь наружной поверхности гладкой трубы, м².

Площадь теплопередающей поверхности $n_{тр}$ труб с прямоугольными ребрами (м²)

$$F_т = \pi d_н (L - \delta n_р)\, n_т, \qquad \text{(VI—39)}$$

где $d_н$ — наружный диаметр трубы, м;
L — длина трубы, м;
δ — толщина ребра, м;
$n_р$ — число ребер на одной трубе;
$n_т$ — число труб.

Площадь поверхности ребер шириной b в секции аппарата, м²

$$F_р = 2\left[\left(bS_1 - \frac{\pi d_н^2}{4}\right)n_т + \delta\,(b + S_1\,n_т)\right]n_р, \qquad (VI—40)$$

где S_1 — шаг труб в секции, м;
$S_1 n_т$ — высота ребра, м.

$$F_н = F_т + F_р\,. \qquad (VI—41)$$

Площадь внутренней поверхности труб одной секции, м²

$$F_{вн} = \pi\,d_{вн}\,L\,n_т\,, \qquad (VI—42)$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м.

Площадь наружной поверхности труб одной секции, м²

$$F_{0н} = \pi\,d_н\,L\,n_т\,. \qquad (VI—43)$$

Коэффициент оребрения

$$\beta = \frac{\pi d_н\,(L - \delta n_р)\,n_т + 2\left[\left(bS_1 - \frac{\pi d_н^2}{4}\right)n_т + \delta\,(b + S_1\,n_т)\,n_р\right]}{\pi\,d_{вн}\,L\,n_т}\,. \qquad (VI—44)$$

Степень оребрения можно выразить через коэффициент оребрения

$$\varphi = \beta\,\frac{F_{вн}}{F_{0н}} = \beta\,\frac{d_{вн}}{d_н}\,. \qquad (VI—45)$$

Для аппаратов с круглыми ребрами (см. рис. 104,*в*) площади поверхности $F_т$, $F_{вн}$ и $F_{0н}$ определяются так же, как и в предыдущем случае.

Площадь поверхности ребер в этом случае

$$F_р = \pi\left(\frac{D^2 - d_н^2}{2} + D\delta\right)n_р\,n_т\,, \qquad (VI—46)$$

где D — диаметр ребра.

Коэффициент оребрения

$$\beta = \frac{d_н L + (D - d_н)\left(\frac{D + d_н}{2} + \delta\right)n_р}{d_{вн}\,L}\,. \qquad (VI—47)$$

Степень оребрения

$$\varphi = 1 + \frac{(D - d_н)\left(\frac{D + d_н}{2} + \delta\right)n_р}{d_н\,L}\,. \qquad (VI—48)$$

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Наиболее простой путь повышения эффективности холодильной машины— это уменьшение разности температур в теплообменных аппаратах путем увеличения их поверхности, но при этом растут стоимость, масса и размеры машины.

Другой путь — это повышение коэффициентов теплопередачи аппаратов. Основной способ достижения этой цели — увеличение скорости потоков в

процессе теплообмена. При прочих равных условиях тепловая производительность теплообменника растет примерно пропорционально скорости, но потери трения возрастают пропорционально квадрату или кубу скорости [61].

Для получения наиболее эффективных конструкций с учетом этих противоречивых факторов необходима оптимизация теплообменных аппаратов. Задачи оптимизации комплексные, поэтому их решения весьма трудоемки.

Оптимальным является аппарат наиболее полно отвечающий поставленным требованиям при соблюдении заданных условий. Эти требования могут быть различными. Обычно ставится задача создания аппарата (испарителя, конденсатора, регенеративного теплообменника), экономическая эффективность внедрения которого максимальна.

При оптимизации холодильной машины в целом аппараты и компрессор выбирают одновременно. При этом учитывают соответствующие капитальные и эксплуатационные расходы. В рамках этой общей задачи могут быть поставлены более частные, например при сохранении заданного уровня эксплуатационных затрат уменьшить капитальные расходы, иными словами, снизить стоимость аппарата, сохранив тепловые и энергетические показатели холодильной машины; снизить эксплуатационные расходы, установив оптимальный температурный напор либо повысив надежность при прочих равных условиях. Для транспортных установок характерны такие задачи, как отыскание минимальных габаритных размеров или массы аппаратов.

При решении задачи оптимизации необходимо учитывать ряд практических ограничений, налагаемых на конструкцию. Так, скорость воздуха в аппаратах ограничена допустимым уровнем шума; выбор размеров труб и ребер каждой из моделей, изготовляемых на данном заводе, не может быть произвольным— аппараты должны быть максимально унифицированы между собой; сроки разработки технологического оборудования для промышленного изготовления новой конструкции не должны быть слишком велики и т. д.

Выбор оптимальных конструктивных параметров требует очень большого количества расчетов. Например, для того чтобы найти наиболее выгодную комбинацию диаметра, числа и шага труб, толщины, ширины и шага ребер и числа секций, при пяти значениях каждой величины требуется рассчитать около 80 000 вариантов.

Решение этих задач в полном объеме возможно только с помощью ЭВМ после большой подготовительной научно-исследовательской работы по составлению методики и программы расчета на основе предшествующих теоретических и экспериментальных исследований. Для решения частных задач в ряде случаев целесообразно провести опыты и найти оптимальные значения искомого параметра.

Глава VII. КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсаторы малых холодильных машин по способу охлаждения делятся на воздушные и водяные [50, 110].

Воздушные конденсаторы имеют следующие преимущества: эксплуатация их значительно дешевле; монтаж дешевле и проще — нет необходимости присоединять аппарат к водопроводу и канализации; не нужна охлаждающая вода, которая обычно дефицитна, а во многих местах отсутствует.

Вместе с тем воздушные конденсаторы по сравнению с водяными имеют и определенные недостатки: теплопередача в них менее интенсивна, поэтому габаритные размеры и масса больше; давление конденсации выше, что снижает холодопроизводительность, увеличивает расход энергии и требует специальных мер для сохранения надежности и долговечности машины; вентиляторы воздушных конденсаторов создают шум; температура воздуха в помещении повышается, что может ухудшить условия труда.

Но в целом преимущества воздушных конденсаторов гораздо больше и в малых машинах общего назначения такие конденсаторы безусловно преобладают. Водяные конденсаторы малых холодильных машин применяют на водном транспорте, а также в помещениях, где недопустим шум вентилятора. Иногда используют комбинированный способ охлаждения, устанавливая и воздушный и водяной конденсаторы.

ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА

Тепловая нагрузка конденсатора холодильной машины с открытым компрессором

$$Q_{к} = Q_0 + N_e - Q_{о.с}\,, \qquad \text{(VII—1)}$$

где Q_0 — холодопроизводительность компрессора;
N_e — мощность на валу компрессора;
$Q_{о.с}$ — теплоотдача в окружающую среду;

$$Q_{о.с} = Q_{о.с.\,км} + Q_{о.с.н} + Q_{вд}\,. \qquad \text{(VII—2)}$$

где $Q_{о.с.км}$, $Q_{о.с.н}$ — теплоотдача от компрессора и нагнетательного трубопровода;
$Q_{вд}$ — тепло, отведенное водяной рубашкой.

В герметичной машине

$$Q_{к} = Q_0 + N_э - Q_{о.с}\,, \qquad \text{(VII—3)}$$

где $N_э$ — мощность, потребляемая встроенным электродвигателем.

Теплоотдача окружающему воздуху $Q_{о.с}$ компрессоров в машинах средней и большой холодопроизводительности составляет соответственно около 3—4 и 1—3% от нагрузки конденсатора, поэтому при расчете ее обычно не учитывают. В таких машинах тепловые нагрузки конденсатора [126] относятся к нагрузкам испарителя как 1,2—1,35.

В малых герметичных компрессорах, особенно обдуваемых потоком воздуха, теплоотдача в окружающую среду снижает тепловую нагрузку

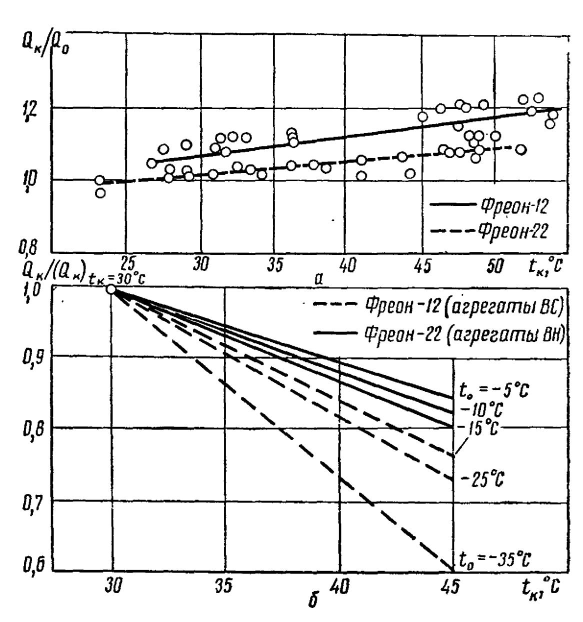


Рис. 105. Тепловая нагрузка конденсаторов герметичных агрегатов:

а — отношение к холодопроизводительности; *б* — отношение к нагрузке конденсатора при $t_к = 30°С$.

конденсатора на 40—60%. С другой стороны, электрические потери встроенного электродвигателя в герметичных и бессальниковых компрессорах превращаются в тепло, отдаются фреону и отводятся от конденсатора. Чем ниже к.п.д. электродвигателя, тем больше влияние этих потерь. Данные для расчета этих потоков тепла, имеющих противоположное направление, приведены в главе II.

Отношение тепловой нагрузки конденсаторов герметичных агрегатов к их холодопроизводительности, по опытам автора, показано на рис. 105, *а*, отношение тепловой нагрузки конденсатора $(Q_к)_t$ при температуре $t_к$ к нагрузке $(Q_к)_{t=30°}$ при температуре конденсации 30°С — на рис. 105, *б*. Опытные данные можно представить в виде уравнения

$$Q_к = Q_0 (A + Bt_к). \qquad (VII—4)$$

При $28 \leqslant t_к \leqslant 54$ для фреона-12 $A = 0{,}90$, $B = 0{,}052$; для фреона-22 $A = 0{,}88$, $B = 0{,}042$.

В конденсаторе перегретый пар, поступающий из компрессора, охлаждается до температуры конденсации, конденсируется и жидкость переохлаждается. Общая тепловая нагрузка

$$Q_к = Q_к' + Q_к'' + Q_к''' ,$$

где $Q_к'$, $Q_к''$, $Q_к'''$ — тепло перегрева, конденсации и переохлаждения.

Обычно величины $Q_к'$ и $Q_к'''$ существенно меньше, чем $Q_к''$, но при большом перегреве всасываемого пара, низких температурах кипения и высоких конденсации тепло перегрева $Q_к'$ может составлять около трети общей тепловой нагрузки аппарата.

Тепло, подведенное к конденсатору, должно быть отдано окружающей среде.

В воздушном конденсаторе

$$Q_к = G_в c_p (t_{в2} - t_{в1}), \qquad (VII—5а)$$

где $G_в$ и c_p — расход воздуха и его удельная теплоемкость при постоянном давлении; $t_{в1}$, $t_{в2}$ — температуры воздуха до и после конденсатора.

В водяном конденсаторе

$$Q_к = G_{вд}\, c\, (t_{вд2} - t_{вд1}), \qquad (VII—5б)$$

где $G_{вд}$, c — расход и удельная теплоемкость охлаждающей воды; $t_{вд1}$, $t_{вд2}$ — температуры воды до и после конденсатора.

ВОЗДУШНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

Воздушные конденсаторы делятся на конденсаторы с принудительным и со свободным движением воздуха. Последние проще и дешевле в изготовлении, надежней, имеют значительно лучшие акустические показатели. Но теплопередача в них хуже, соответственно больше металлоемкость и габаритные размеры, выше давление конденсации. Поэтому такие аппараты применяют лишь в холодильных машинах самой малой производительности примерно до 300 Вт. В воздушных конденсаторах фреон конденсируется внутри труб.

КОНДЕНСАТОРЫ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВОЗДУХА

Конструкции конденсаторов

Эти аппараты состоят из одной, двух или нескольких секций (плоских змеевиков), обдуваемых осевым вентилятором.

Наиболее распространены конденсаторы с плоскими прямоугольными ребрами. Трубы — стальные, медные или (реже) алюминиевые наружным диаметром от 10 до 30 мм, ребра — стальные или алюминиевые, иногда медные. Секции обычно состоят из прямых или U-образных труб, соединенных калачами на сварке или пайке. Применение U-образных труб позволяет вдвое сократить число калачей и упрощает изготовление. В иностранных конструкциях встречаются секции, изготовленные из одной медной или алюминиевой трубы, согнутой в плоский змеевик. Перед насадкой ребер отводы сплющивают так, чтобы они прошли в узкую часть вырезов ребер. После установки ребер в трубы подают высокое давление. Это обеспечивает плотный контакт с ребрами и возвращает отводам круглую форму.

Контакт между стальными трубами и ребрами обеспечивается горячей оцинковкой, которая вместе с тем защищает конденсатор от коррозии. Медные трубы плотно соединяют с ребрами путем протяжки стального шарика, имеющего диаметр примерно на 0,5 мм больше внутреннего диаметра труб, или методом гидравлической раздачи.

Для защиты от коррозии медных труб со стальными ребрами применяют гальваническое лужение. Наряду с металлическими применяют более дешевые лакокрасочные покрытия, но они не улучшают контакт между трубами и ребрами, и в этом случае приходится увеличивать поверхность конденсатора. Шаг ребер в конденсаторах торгового оборудования не менее 3,5 мм (так как более узкие зазоры быстро загрязняются), в бытовых кондиционерах обычно около 2,5 мм.

Секции конденсаторов, как правило, имеют прямоугольную форму. В секциях из спиральных труб [213] калачи не нужны. Форма этих секций удобна для соединения с вентилятором и обеспечивает равномерность поля скоростей воздуха. Но в связи с технологическими трудностями такие секции серийно не изготовляют.

Конденсаторы с принудительным движением воздуха состоят из одной или нескольких (до 8) секций. Обычно соседние секции смещены на полшага труб и образуют шахматный пучок. Это повышает коэффициенты теплопередачи вследствие турбулизации потока воздуха. Перегретый пар фреона подводится к первой секции конденсатора сверху, жидкость отводится из последней секции снизу.

Секции соединяют между собой по нескольким схемам. Ранее в агрегатах для торгового оборудования широко применяли параллельное соединение с помощью коллекторов. При этом гидравлическое сопротивление аппарата со стороны фреона мало, но не обеспечивается равномерность заполнения секций. При небольших различиях в проходных сечениях, особенно вероятных в местах пайки, поступление фреона в секции с большим гидравлическим сопротивлением резко снижается и эффективность аппарата падает.

Последовательное соединение секций не имеет этого недостатка. Но в конденсаторах производительностью более 1200—1800 Вт при последовательном соединении секций наблюдается чрезмерное падение давления фреона в трубах. В таких аппаратах применяют последовательно-параллельное соединение секций.

Воздух подается на конденсатор осевым вентилятором, патрубок которого прикреплен к листу, закрывающему углы конденсатора. Более равномерный

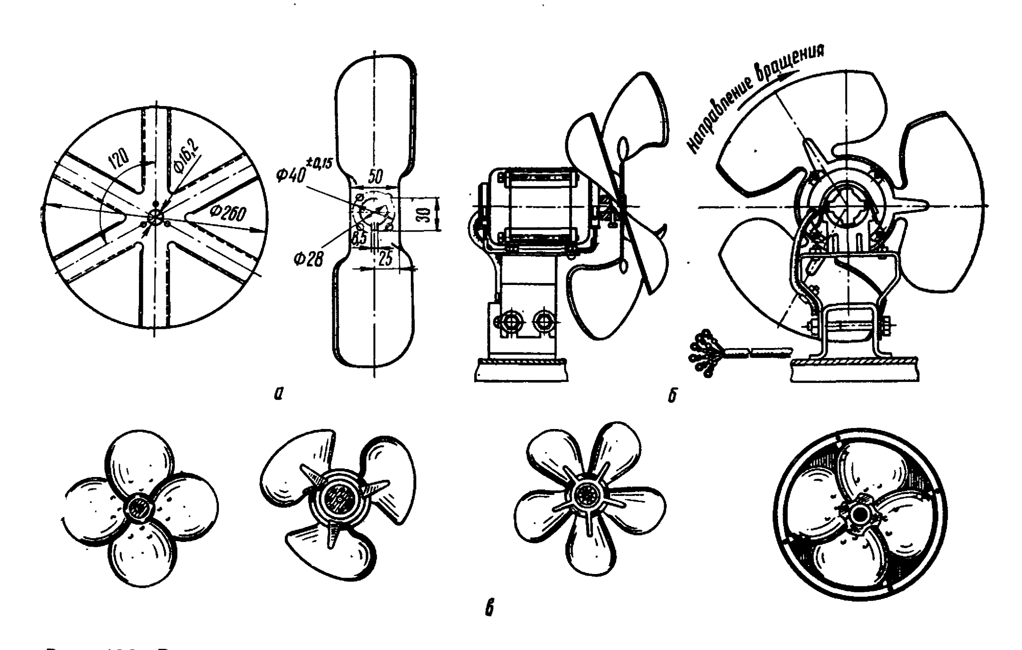


Рис. 106. Вентиляторы:
а — с узкими лопастями; *б* — малошумный типа К-95; *в* — малошумные иностранных фирм.

поток воздуха получается при всасывании вентилятором воздуха из конденсатора. Далее воздух направляется к компрессору. При интенсивном охлаждении компрессора улучшаются его тепловые и энергетические характеристики и повышается надежность. В агрегатах с открытым компрессором вентилятор устанавливают на валу или маховике компрессора. В герметичных и бессальниковых агрегатах используют специальный электродвигатель.

Для повышения эффективности работы холодильной машины желательно снизить давление конденсации, увеличивая скорость воздуха. Но с ростом производительности повышается шум вентилятора.

Ранее в малых агрегатах применяли вентиляторы с узкими лопастями (рис. 106, *а*), создающие повышенный шум. Для герметичных агрегатов были разработаны малошумные широколопастные вентиляторы типа К-95, изображенные на рис. 106, *б*. Это позволило значительно снизить шум и вместе с тем повысить производительность вентиляторов диаметром 250 мм более чем на 25% (кривая *5* на рис. 107) по сравнению с узколопастными (кривая *6*) при работе с агрегатами ХЗХМ (кривые *1*—*4*).

Аэродинамический шум на расстоянии 1 м от вентилятора зависит от диаметра D и частоты вращения n его колеса [112, 116, 119].

По опытам В. А. Тихомирова, для вентиляторов К-95 малых холодильных машин

$$L_{A1} = 80 \lg D + 60 \lg n - 85, \qquad \text{(VII—6)}$$

где D — диаметр колеса, м;
n — частота вращения колеса, 60 $с^{-1}$.

В герметичных агрегатах, как правило, уровень шума обусловлен диаметром рабочего колеса.

Конденсаторы производительностью более 2000 Вт часто имеют форму вытянутого в горизонтальном направлении прямоугольника: для снижения

уровня шума в них устанавливают два вентилятора меньшего диаметра вместо одного. Это позволяет также снизить высоту агрегата. В открытых агрегатах один вентилятор устанавливают на валу компрессора, другой — на валу электродвигателя. Недостаток этой компоновки в том, что скорость вращения вентиляторов различна и поток воздуха распределяется неравномерно.

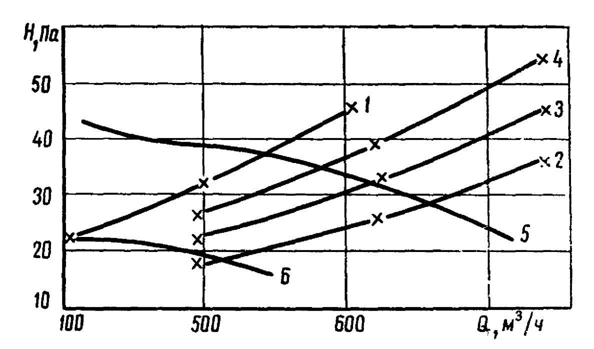


Рис. 107. Аэродинамические характеристики агрегатов (линии *1—4*) и вентиляторов (*5*, *6*).

При монтаже воздушных конденсаторов необходимо обеспечить подачу свежего воздуха при сохранении допустимых акустических характеристик. Конденсаторы производительностью примерно от 10 000 Вт целесообразно устанавливать вне помещения, на крыше здания. Но в этом случае в холодное время года температура окружающего воздуха может оказаться ниже, чем температура кипения. Для нормальной работы машины давление конденсации должно быть повышено с помощью специальных автоматических устройств.

Конденсаторы герметичных агрегатов. Конденсаторы герметичных агрегатов, изготовляемых в Советском Союзе, разработаны ВНИХИ и ХЗХМ.

Разность температур конденсации и окружающего воздуха в аппаратах не превосходит 10°С. Этим обеспечиваются высокие тепловые и энергетические характеристики агрегатов. Конденсаторы всего ряда агрегатов, работающих на фреонах-12 и -22, в высокой степени унифицированы между собой.

Основные конструктивные характеристики конденсаторов представлены в табл. 45, внешний вид — на рис. 108, *а*.

Секции конденсаторов собирают из U-образных трубок (вилок) и прямоугольных ребер. Трубы — стальные бесшовные (Сталь 10), диаметром

Таблица 45

Исполнение агрегата	Номинальная холодопроизводительность		Площадь поверхности, м²	Число секций	Число труб в секции	Диаметр вентилятора, мм	Габаритные размеры, мм			Масса, кг
	Вт	ккал/ч					L	B	H	
Среднетемпературное	405	350	1,5	2	8	250	344	68	281	5,2
	520	450	1,9	2	10			68		5,9
	640	550	2,8	3	10			94		8,5
	810	700	2,2	2	12	290		94	333	7,4
	1275	1100	4,4	4	12			146		13,6
Низкотемпературное	255	220	1,9	2	10	250		68	281	5,9
	405	350	2,2	2	12	290		94	333	7,4
Высокотемпературное	1045	900	3,3	3	12	290		94	333	10,2
	1275	1100	4,4	4	12			146		13,6

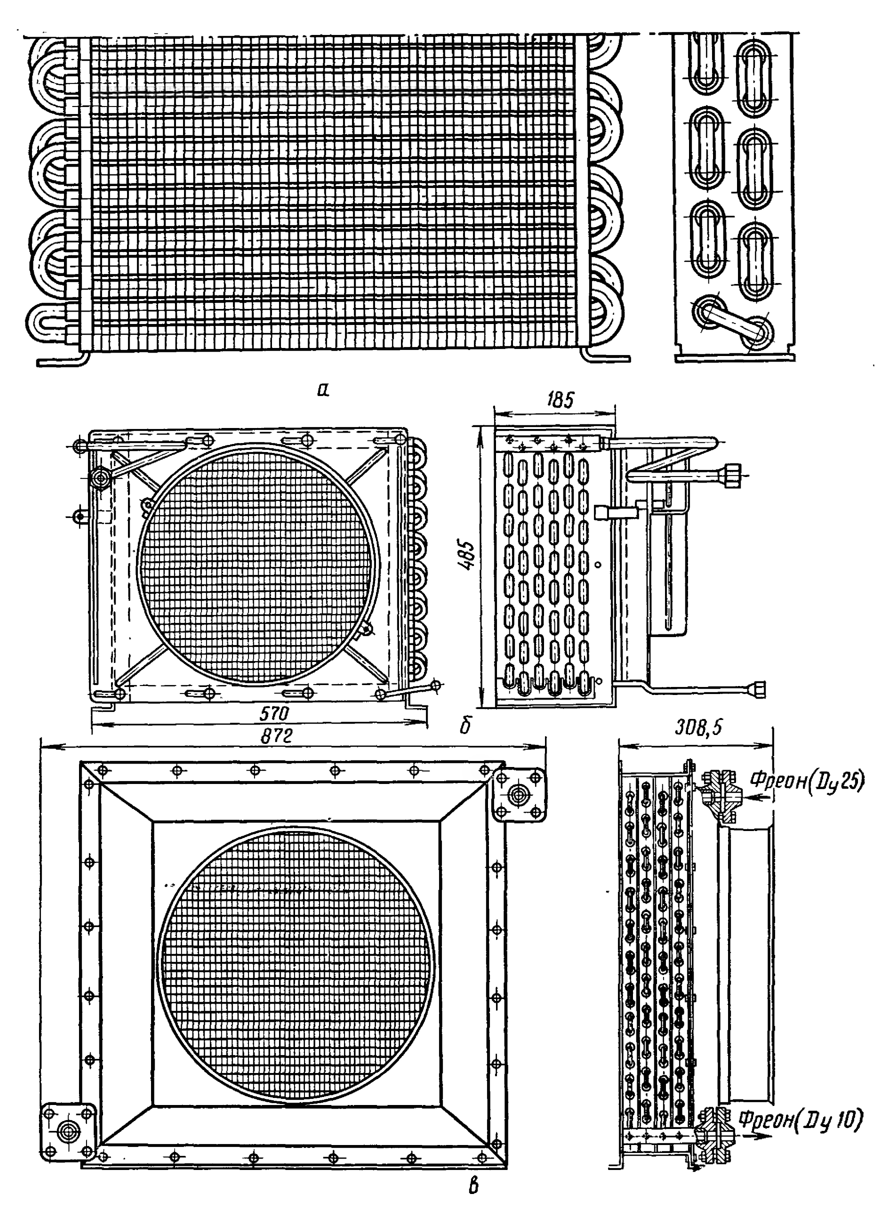


Рис. 108. Воздушные конденсаторы:
а — агрегатов ВС и ВН; *б* — Ф; *в* — КВ.

12 × 1 мм, одинаковой длины во всех моделях. Шаг труб по высоте и по ширине 26 мм.

Калачи — стальные (Сталь 10), из трубы диаметром 10 × 1 мм. Ребра — стальные толщиной 0,3 мм, шириной 24 мм (из ленты Ш-МП-НО-0,3-24). Секции собирают на станке-автомате, который штампует ребра из ленты и надевает их на вилки; концы труб развальцовывают и в них вставляют калачи, на которые надеты кольца из латунной проволоки. Секцию запаивают током высокой частоты под флюсом, либо методом светлой капиллярной пайки в печи с защитной атмосферой. После этого секции проверяют на герме-

тичность и далее цинкуют горячим способом. Ребра жесткости, дно и крышку штампуют из стального листа (Сталь 10).

После сборки конденсатор сушат в течение часа при 100—110°С при избыточном давлении воздуха около 40 кПа. Проверка на герметичность производится воздухом давлением не ниже 1,6 МПа (16 кгс/см²) под уровнем воды температурой 40—50°С.

Вентиляторы — широколопастные малошумные марки К-95. Лопасти колеса вентилятора штампуют из листовой стали толщиной 1 мм или дюралюминия толщиной 2 мм. Вентилятор крепят к раме агрегата на специальном кронштейне. Для замены электродвигателя отворачивают болты и снимают верхнюю подставку кронштейна. Диффузор изготовляют из листовой стали.

Диффузоры малошумных вентиляторов имеют относительно большую длину, что вызвано разницей в размерах вдоль оси колес с широкими и узкими лопастями.

Конденсаторы бессальниковых и открытых агрегатов. Конструкции этих аппаратов подобны рассмотренным выше.

Конденсаторы агрегатов ФАК из стальных труб со стальными ребрами унифицированы с конденсаторами герметичных агрегатов. Конденсаторы типа Ф (рис. 108, *б*) изготовлены из медных труб (М3) и стальных ребер. Секции соединены коллекторами параллельно. Конденсаторы типа КВ (рис. 108, *в*) изготовлены из медных труб и алюминиевых ребер. Секции также соединены параллельно.

Открытые агрегаты рассчитаны на монтаж в машинном отделении. Здесь применяют узколопастные вентиляторы с 4 или 6 лопастями диаметром 260 мм (ФАК 0,7; ФАК 1,1), диаметром 300 мм (ФАК 1,5), диаметром 400 мм (ИФ-56), диаметром 500 мм (АКФВБС6).

Конденсаторы иностранных кондиционеров изготовляют из медных или алюминиевых труб диаметром от 8 до 16 мм с алюминиевыми ребрами толщиной 0,2—0,3 мм, с шагом 1,8—2,5 мм [32, 53]. Используют отдельные (разрезные) ребра шириной 20—35 мм, для каждой секции, а также сплошные (неразрезные) ребра, общие для всех труб аппарата. Иногда применяют пластины зигзагообразной или волнистой формы, а также плоские пластины, в которых делают прорези с отбортовкой. Это повышает коэффициенты

Таблица 46

Тип агрегата	Площадь поверхности, м²	Число секций	Число труб в секции	Диаметр трубы, мм	Шаг труб, мм: вертикальный	Шаг труб, мм: горизонтальный	Толщина ребра, мм	Шаг ребер, мм	Габаритный объем[1], дм³
ВС	1,5—5,5	2—5	8—12	12×1	26	26	0,3	3,5	6,6—16,8
ВН	1,9—2,2	2	10—12	12×1	26	26	0,3	3,5	6,6—11,3
ВП	3,3—5,5	3—5	12	12×1	26	26	0,3	3,5	10,8—16,8
ФАК	3,8—6,5	3—5	14	12×1	26	26	0,3	4	13,9—21,9
ИФ	14	6	17	12×1	26	26	0,5	4	51,1
АКФВБС	30—60	4	22	14×1	30	30	0,5	3,1	122—252

[1] Без учета объема вентилятора и диффузора.

теплопередачи, но в еще большей степени увеличивает аэродинамическое сопротивление аппарата. Для защиты от коррозии эти конденсаторы покрывают тонким слоем алюминиевого лака на фенольной основе. Соединение труб с калачами иногда выполняют с помощью эпоксидной смолы.

Основные конструктивные характеристики изготовляемых в Советском Союзе конденсаторов малых холодильных машин с принудительным движением воздуха приведены в табл. 46.

Исследования конденсаторов

Для конструирования конденсаторов с принудительным движением воздуха необходимо знать зависимость их коэффициентов теплопередачи и аэродинамического сопротивления от скорости воздуха, а также влияние числа секций и гидравлического сопротивления протеканию холодильного агента на характеристики аппаратов.

Коэффициенты теплопередачи. Определение коэффициентов теплопередачи конденсаторов открытых агрегатов типа ИФ-56 и ФАК-1,5 было проведено Д. М. Иоффе во ВНИХИ на стенде, показанном на рис. 109, *а* [53].

Компрессор *3* подавал фреон в конденсатор *2*. Жидкость из ресивера *7* направлялась через регулирующий вентиль *6* в испаритель калориметра *4* с вторичным холодильным агентом. Пар из калориметра вновь всасывался компрессором. Конденсатор был установлен в канале *1*. Воздух подавался вентилятором с приводом от двигателя постоянного тока с регулируемой частотой вращения.

Температуру воздуха и фреона измеряли ртутными термометрами с ценой деления 0,1°С, скорость воздуха — крыльчатыми анемометрами, которые передвигались по сечению канала (до и после конденсатора) в вертикальном и горизонтальном направлениях, давление фреона — образцовыми пружинными и ртутными *5* манометрами.

Для измерения гидравлического сопротивления до и после конденсатора было сделано по два кольцевых коллектора. Разность давлений измеряли наклонным микроманометром *8*. Испытания были проведены при массовой скорости воздуха в узком сечении конденсаторов от 3 до 10 кг/(м²·с), температуре воздуха перед конденсатором от 20 до 40°С, температуре конденсации от 28 до 53°С, удельной тепловой нагрузке наружной поверхности от 120 до 580 Вт/м².

Для определения наружного теплового сопротивления были испытаны модели

Рис. 109. Стенды для определения коэффициентов теплопередачи (*а*) и наружного термического сопротивления (*б*) конденсаторов.

конденсаторов на стенде, показанном на рис. 109, *б*. Модель была установлена в замкнутой аэродинамической трубе *1*. Вода подогревалась в баке *4* и подавалась в аппарат насосом. Воздух вентилятором *6* направлялся в охладитель *2* и далее отводил тепло от конденсатора *3*. Расход воздуха регулировали заслонкой *5* и измеряли нормальной диафрагмой *7*. В части опытов определяли температуры воды у выхода из каждой секции, а также коэффициент теплопередачи и термическое сопротивление отдельных секций.

Технические характеристики образцов представлены в табл. 47. Все аппараты были изготовлены из труб диаметром 12 × 1 мм (после протяжки 12,5 × 1 мм), шаг труб 26 мм при ширине ребер 24 мм.

Таблица 47

Технические характеристики	Испытанные образцы						
	1	2	3	4	5	6	7
Число секций	6	5	5	2	6	5	3
Число труб в секции	17	17	17	12	13	13	14
Материал труб	Медь	Медь	Медь	Сталь	Медь	Медь	Сталь
Поверхность, м²							
наружная	14,0	14,3	14,9	2,16	7,1	7,2	3,8
внутренняя	1,84	1,51	1,51	0,27	0,94	0,78	0,47
Коэффициент оребрения	7,6	9,5	9,9	8,0	7,5	9,3	8,1
Шаг ребер, мм	4,5	3,5	3,3	4,1	4,45	3,5	4,1
Длина ребер, мм	452	452	452	154	348	348	180
Толщина ребер[1], мм	0,54	0,54	0,38	0,5	0,56	0,56	0,5
Узкое живое сечение, м²	0,108	0,104	0,109	0,050	0,055	0,052	0,057

[1] С защитным покрытием.

Испытанные конденсаторы состояли из параллельно соединенных коллекторами секций. Опыты показали, что коэффициенты теплопередачи конденсаторов являются функцией массовой скорости ($w\rho$):

$$k = c\,(w\rho)^n. \qquad \text{(VII—7)}$$

Для испытанных аппаратов

$$23 \leqslant c \leqslant 25,$$

$$0,32 \leqslant n \leqslant 0,4.$$

Термическое сопротивление первой (по ходу воздуха) секции оказалось на 20% выше, чем последующих (снижение сопротивления вызвано турбулизацией потока воздуха в первой секции). Поэтому коэффициенты теплопередачи конденсаторов из двух секций на 8% выше, чем из одной.

Наружное тепловое сопротивление испытанных моделей

$$R_{\text{н}} = 0,042\,(w\rho)^{-0,5}. \qquad \text{(VII—8)}$$

Аналогичные опыты были в дальнейшем проведены в ЧССР [212]. Были испытаны конденсаторы с шахматным и коридорным пучком труб (последний имел коэффициенты теплопередачи в среднем на 25% ниже).

На основе обобщения результатов экспериментальных исследований Д. М. Иоффе получил следующую формулу для расчета теплоотдачи воздуха

в конденсаторах с шахматным пучком труб, пластинчатыми разрезными ребрами, двумя и более секциями:

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{Nu} &= 0{,}178\,\mathrm{Re}_э^{0,6}\left(\frac{L}{d_э}\right)^{-0,14}, \\ \mathrm{Nu} &= \frac{\alpha d_э}{\lambda}, \\ \mathrm{Re}_э &= \frac{(w\rho)\,d_э}{\mu}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VII—9)}$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · К);
$d_э$ — эквивалентный диаметр;

$$d_э = \frac{2\,(s_1 - d)\,(s_р - \delta)}{(s_1 - d) + (s_р - \delta)}, \qquad \text{(VII—10)}$$

где λ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);
μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с;
L — ширина ребра, м.

Формула относится к аппаратам с трубами диаметром от 12 до 22 мм, шагом труб от 22 до 48 мм, шагом ребер от 2 до 5 мм, толщиной ребер от 3,6 до 8 мм, шириной ребер от 24 до 30 мм, числом секций от 2 до 6.

Из уравнения (VII—9)

$$\alpha_н = 0{,}178\,\lambda d_э^{-0,86}\,b_р^{-0,14}\,\mathrm{Re}_э^{0,6}. \qquad \text{(VII—11)}$$

В теплообменных аппаратах с неразрезными (сплошными, охватывающими трубы многих секций) ребрами условия теплопередачи иные (см. главу VIII).

Испытания конденсаторов агрегатов ФАК с параллельным и последовательным соединением секций показали, что во втором случае коэффициент теплопередачи возрастал и упрощалось изготовление [53]. Поэтому при разработке конденсаторов для агрегатов холодопроизводительностью до 1000—1200 Вт было принято последовательное соединение секций.

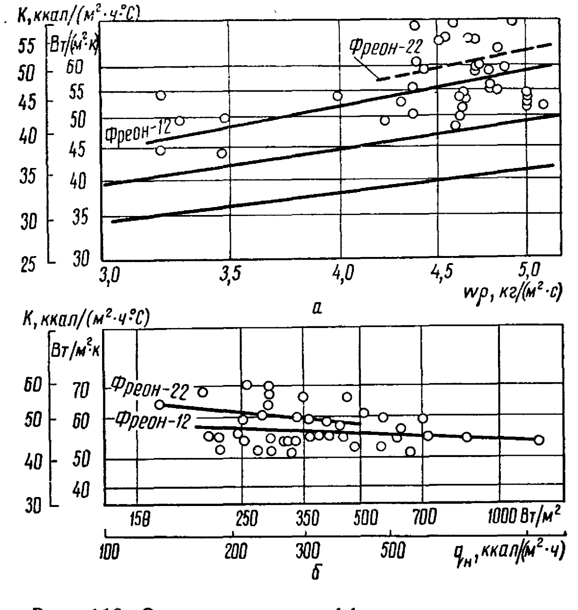


Рис. 110. Зависимость коэффициентов теплопередачи воздушных конденсаторов:
а — от массовой скорости, *б* — от удельной тепловой нагрузки.

Коэффициенты теплопередачи конденсаторов герметичных агрегатов ХЗХМ были определены автором во ВНИХИ на стенде для испытания агрегатов [161].

Конденсаторы имели следующие технические характеристики: диаметр труб 12 × 1 мм, число секций от 1 до 5, число труб в секции от 10 до 14, шаг труб вдоль и поперек потока 26 мм, ширина ребер 24 мм, толщина ребер 0,3 мм, шаг ребер

3,5 мм. Наружная поверхность конденсаторов от 0,9 до 5,5 $м^2$, внутренняя поверхность от 0,085 до 0,52 $м^2$, коэффициент оребрения 10,6, фронтальная поверхность от 0,08 до 0,094 $м^2$, узкое живое сечение от 0,04 до 0,05 $м^2$.

Испытания были проведены при массовой скорости воздуха в узком сечении от 3 до 5,5 кг/($м^2$·с), температуре воздуха у входа в конденсатор от 20 до 45°С, температуре конденсации от 24 до 54°С, удельной тепловой нагрузке наружной поверхности от 43 до 69 Вт/$м^2$.

Зависимость коэффициентов теплопередачи от массовой скорости воздуха дана на рис. 110, *а*, от удельной тепловой нагрузки — на рис. 110, *б*.

Некоторый разброс точек (до 14%, в среднем 6%) связан с тем, что на графике представлены данные об испытаниях многих образцов конденсаторов с обычными технологическими отклонениями.

При работе на фреоне-22 (пунктирная линия) коэффициенты теплопередачи оказались примерно на 7% выше, чем при работе на фреоне-12. При конденсации фреона-22 коэффициенты теплоотдачи на 15—30% выше [110], но в данном случае основным является тепловое сопротивление со стороны воздуха. Коэффициенты теплоотдачи у конденсаторов с последовательным соединением труб оказались значительно выше, чем у конденсаторов с параллельными секциями (две нижние линии на рис. 110,*а*).

Результаты испытаний для конденсаторов, работающих на фреоне-12, можно обобщить формулой

$$k = 26\,(w\rho)^{0,5}\,. \qquad \text{(VII—12а)}$$

Для конденсаторов, работающих на фреоне-22,

$$k = 28\,(w\rho)^{0,5}\,. \qquad \text{(VII—12б)}$$

Влияние числа секций конденсатора на его характеристики. Для определения влияния числа секций (см. главу VI) автором были испытаны два типа конденсаторов ХЗХМ: 10-трубный с диаметром рабочего колеса вентилятора D = 250 мм и 12-трубный с D = 290 мм [178]. 10-трубные конденсаторы с 1, 2 и 3 секциями были испытаны с агрегатом ВС 0,45 ∼ ∼ 3; 12-трубные (с 2 и 3 секциями) — с агрегатом ВС 0,7 ∼ 3, с 4 и 5 секциями — с агрегатом ВС 1,1 ∼ 3. Опыты проводили на стенде для испытания агрегатов (см. главу XIII).

Массовая скорость в узком сечении ($w\rho$) у конденсаторов при росте числа секций несколько снижалась (рис. 111, *а*). В связи с различиями в выполнении отдельных образцов наблюдались отклонения скорости до 6% от среднего значения). Добавление каждой секции снижало скорость воздуха при D = 290 мм примерно на 12%, а при диаметре D = 250 мм — на 15—20%.

Уменьшение скорости вызвало соответствующее снижение коэффициентов теплопередачи, а добавление секций — значительно более сильное (рис. 111, *б*) падение коэффициента

$$k' = \frac{q_F}{t_к - t_{в1}}\,. \qquad \text{(VII—13)}$$

На графике 111, *в* представлены относительные величины, обобщающие результаты всех опытов.

Максимальная допустимая тепловая нагрузка конденсатора определяется, как отмечалось ранее, из условия $(t_к - t_{в1})_{ном} \leqslant 10$°С. На рис. 111, *г* показана зависимость $t_к - t_{в1}$ от тепловой нагрузки и числа секций десяти- и двенадцатитрубного конденсаторов. Соответствующие значения допустимых тепловой нагрузки и удельной тепловой нагрузки представлены в табл. 48.

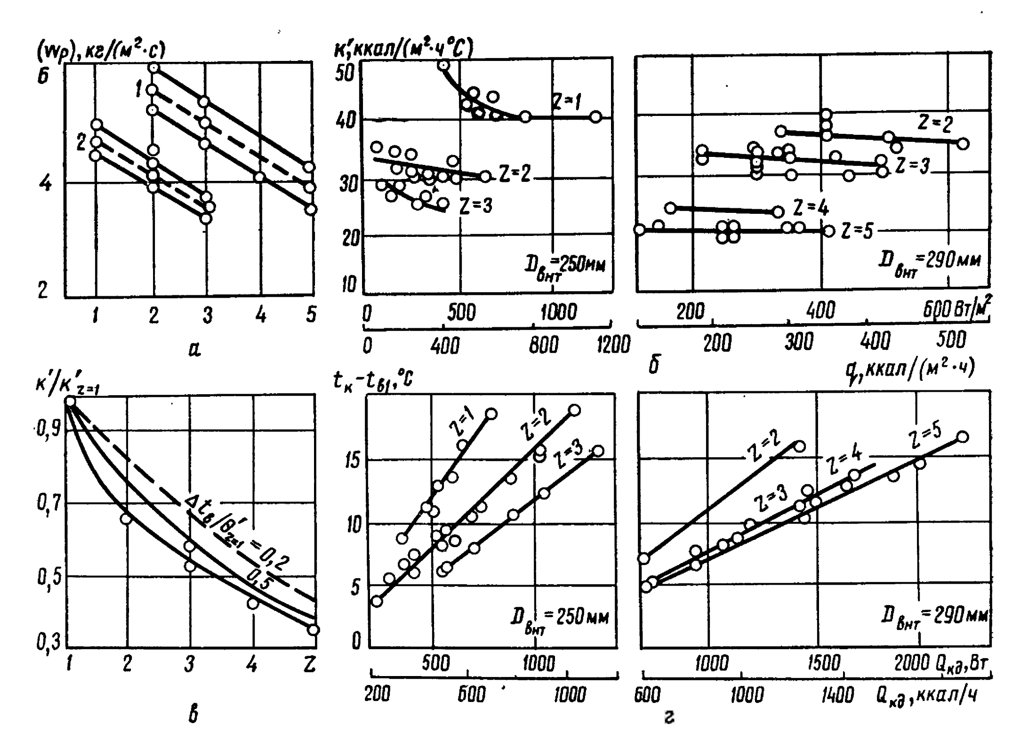


Рис. 111. Влияние числа секций конденсатора на:
а — скорость в узком сечении: *1* — $D_{\text{внт}} = 290$ мм; *2* — $D_{\text{внт}} = 250$ мм;
б, *в* — условный коэффициент теплопередачи;
г — разность температур конденсации и окружающего воздуха

Таблица 48

Число секций	Тепловая нагрузка при числе труб в секции			
	максимальная, Вт		удельная, Вт/м²	
	10	12	10	12
1	490	—	520	—
2	675	940	360	425
3	870	1230	315	380
4	—	—	—	310
5	—	1370	—	245

Опыты показали, что с добавлением секций общая допустимая тепловая нагрузка конденсатора возрастает сначала быстрей, потом медленней. Удельная тепловая нагрузка быстро падает: при увеличении числа секций с 1 до 3 (10-трубный конденсатор) и с 2 до 5 (12-трубный конденсатор) — примерно на 40%. Десятитрубный конденсатор из трех секций допускает нагрузку на 7% меньше, чем двенадцатитрубный из двух секций, несмотря на то что теплопередающая поверхность первого на 25% больше. Это вызвано ростом температуры потока воздуха, в результате которого последние ряды труб работают неинтенсивно.

На основании приведенных результатов опытов число секций конденсаторов было уменьшено. Это позволило снизить массу и габаритные размеры агрегатов.

Применение конденсаторов с большим числом секций целесообразно в случаях, когда обеспечение наиболее полной унификации является основным требованием.

Гидравлическое сопротивление протеканию фреона в конденсаторе. Падение давления фреона в конденсаторах агрегатов торгового оборудования холодопроизводительностью до 1000 Вт не превосходит 40 кПа. Среднее повышение давления в аппарате (около 20 кПа) приводит к росту температуры конденсации примерно на 1°С. Удельное падение давления на 1 м трубы диаметром 12 × 1 мм составляет 2—6 кПа. Но в конденсаторе агрегата холодопроизводительностью свыше 1200 Вт (5 секций по 12 труб) падение давления возросло до 70 кПа, что привело к повышению средней температуры конденсации на 2°С. При общем допустимом температурном напоре 10°С это равноценно уменьшению теплопередающей поверхности на 20%. В таких случаях целесообразно использовать последовательно-параллельное соединение (например, в две группы по две секции).

Термическое сопротивление в месте контакта труб и ребер. Конденсаторы из стальных труб и ребер обычно цинкуют снаружи горячим способом. При этом цинк не только служит антикоррозионным покрытием, но и создает плотный контакт между трубами и насаженными на них ребрами. Однако цинкование конденсаторов увеличивает их стоимость, массу и трудоемкость изготовления. В зарубежных агрегатах встречаются неоцинкованные конденсаторы из стальных труб, окрашенные снаружи.

Сравнительные испытания конденсаторов герметичных агрегатов с различными антикоррозионными покрытиями были выполнены РЗХМ, ВНИХИ и другими организациями [111].

Конструкции конденсаторов рассмотрены выше. Результаты испытаний представлены в табл. 49.

Таблица 49

Покрытие	$t_к$, °С	Q_0, Вт	k, Вт/(м²·К)
Диаметр вентилятора 250 мм, $t_{в1}$ = 30°С			
Горячее цинкование	36,5	362	36,6
Окраска лаком	38,3	342	28,1
Окраска эмалью в один слой	38,4	355	28,1
Окраска эмалью в два слоя	38,6	353	27,6
Без покрытия	40,0	337	22,6
Диаметр вентилятора 290 мм, $t_{в1}$ = 20°С			
Горячее цинкование	28,2	810	44,4
Окраска нитрокраской	35,1	764	19,4

Испытания показали, что в окрашенных конденсаторах коэффициенты теплопередачи в 1,3—2 раза ниже, чем в оцинкованных; соответственно выше разность температур конденсации и окружающего воздуха. Термическое контактное сопротивление испытанных образцов из стальных труб и

ребер при окраске нитрокраской было равно 0,028 (м²·К)/Вт и составляло более 50% общего сопротивления теплопередачи при окраске лаком или эмалью 0,007—0,0085 (м²·К)/Вт, т. е. 20—25% общего сопротивления. При горячем цинковании термическое контактное сопротивление было равно нулю.

Аэродинамическое сопротивление. Исследование аэродинамического сопротивления конденсаторов малых холодильных агрегатов для торгового оборудования было проведено Д. М. Иоффе во ВНИХИ [56]. Конденсаторы устанавливали в канал прямоугольной аэродинамической трубы, присоединенной к всасывающему отверстию центробежного вентилятора. В каждой из четырех стенок трубы было просверлено по два отверстия до и после испытываемой модели. Отверстия объединены круглыми трубчатыми коллекторами, присоединенными к наклонному микроманометру. Каждая модель была изготовлена и испытана в двух экземплярах.

Были испытаны конденсаторы с трубами диаметром от 12 до 22 мм, шагом труб 26—55 мм, шагом ребер 2,5—4 мм, числом секций от 2 до 6 при массовой скорости воздуха в узком сечении от 3 до 12 кг/(м²·с).

Результаты опытов были обобщены в виде уравнения

$$\Delta p = 0,233\,(w\rho)^{1,8}\left(\frac{b}{s_р - \delta}\right)^{0,42}. \qquad \text{(VII—14)}$$

где Δp — аэродинамическое сопротивление одного ряда труб (секции), Па;
$w\rho$ — массовая скорость воздуха в узком сечении, кг/(м² · с);
b — ширина ребра (равная шагу труб вдоль потока), мм;
$s_р$ — шаг ребер, мм;
δ — толщина ребра, мм.

Расчет по этому уравнению дает отклонение от опытных величин в среднем на 7%, максимальные отклонения — на 16%. Сопротивление воздуху в теплообменных аппаратах с неразрезными (сплошными) ребрами рассмотрено в главе VIII.

Оптимизация конденсаторов

Работы по оптимизации воздушных конденсаторов для герметичных агрегатов проводились Д. М. Иоффе в трех направлениях: определение оптимальной скорости воздуха; разности температур конденсации и окружающего воздуха; конфигурации поверхности теплообмена.

К факторам, влияющим на показатели конденсатора, относятся: форма; материал; толщина; ширина ребер, их шаг и способ контакта с трубами; вид антикоррозионного покрытия; материал; диаметр; толщина стенки и шаг труб; число секций в направлении движения обдувающего воздуха; характер зависимости между коэффициентом теплоотдачи к воздуху, скоростью последнего и числом секций; характер зависимости между гидравлическим сопротивлением проходу воздуха, его скоростью и числом секций; аэродинамическая характеристика вентилятора; стоимость ребер и труб; стоимость изготовления.

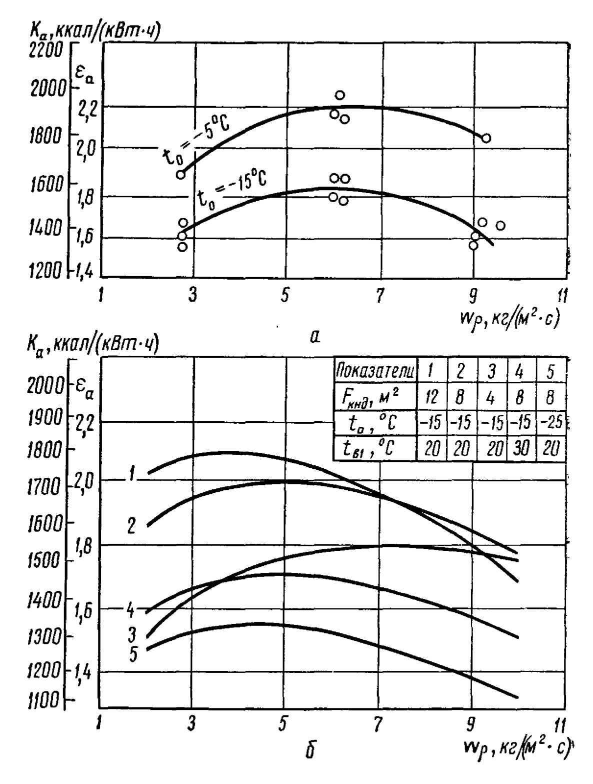
Существенное значение для выбора конструкции конденсатора имеют соображения об ее технологичности в изготовлении, удобстве в эксплуатации, а также принципы унификации.

Модель расчета по оптимизации конденсаторов предусматривает последовательное определение поверхности труб, ребер, коэффициента оребрения, эффективности и условной высоты ребра, эквивалентного диаметра узкого сечения, расхода воздуха (в зависимости от гидравлического сопротивления аппарата и характеристик вентилятора), коэффициентов теплоотдачи со

стороны фреона и воздуха, коэффициента теплопередачи, тепловой нагрузки конденсатора (методом последовательных приближений), массы и стоимости конденсатора.

Скорость воздуха. С ростом скорости воздуха падает тепловое сопротивление конденсатора и снижается температура конденсации, поэтому увеличиваются холодопроизводительность и холодильный коэффициент агрегата. Но вместе с тем растет мощность, потребляемая вентилятором, и усиливается его шум [55].

Верхняя граница скорости определяется допустимым уровнем шума агрегата. Ниже этого предела существует оптимальная скорость, при которой энергетические характеристики данного агрегата имеют максимальное значение. На рис. 112, *а* показано изменение холодильного коэффициента агрегата ИФ-56 при массовой скорости от 2 до 10 кг/(м²·с), температурах кипения —15 и —5°С, температуре воздуха перед конденсатором 30°С. Кривые холодильных коэффициентов агрегата имеют пологий максимум в области 5—7 кг/(м²·с). Понижение скорости воздуха до 3 или повышение до 9 кг/(м²·с) приводит к снижению энергетических показателей примерно на 10% при незначительном росте холодопроизводительности.



Показатели	1	2	3	4	5
$F_{кнд}$, м²	12	8	4	8	8
t_0, °С	-15	-15	-15	-15	-25
$t_{в1}$, °С	20	20	20	30	20

Рис. 112. Определение оптимальной скорости воздуха в конденсаторах агрегатов:
а — ИФ-56; *б* — ФАК-1,5.

Расчет оптимальной скорости воздуха для агрегата ФАК-1,5 (рис. 112, *б*) также показал, что энергетические характеристики агрегата достигают максимума в области $w\rho = 5 \div 7$ кг/(м²·с). Эти агрегаты с сальниковыми компрессорами монтируют в машинных отделениях (где допустим относительно высокий уровень шума). Их вентиляторы приводятся в действие от электродвигателей компрессора, имеющих к.п.д. около 80%, тогда как в герметичных агрегатах — от отдельного двигателя малой номинальной мощности с гораздо более низкими к.п.д. Так, для вентилятора К-95 диаметром 290 мм используется двигатель АВ0 42-4 номинальной мощностью 30 Вт со следующими характеристиками

	Мощность на валу, Вт				
	10	15	20	25	30
К. п. д., %	14	20	28	40	42
Потребляемая мощность, Вт	71	75	71	62	71

При уменьшении полезной мощности втрое потребляемая мощность остается неизменной вследствие роста электрических потерь. Расчеты показали, что в связи с этим оптимальная массовая скорость в узком сечении конденсатора смещается в сторону меньших значений, до 3—5 кг/(м²·с).

Разность температур конденсации и окружающего воздуха. Действующими стандартами СССР на герметичные компрессоры и агрегаты установлено, что разность температур конденсации и окружающего воздуха в номинальном режиме должна быть не более 10°С. В иностранной практике эта разность колеблется от 8 до 20°С, но, как правило, больше 10°С. Так, в высокотемпературном агрегате B21U18H, изготовляемом фирмой «Юните Герметик» (Франция), она составляет 18°С при температуре кипения —5 и +24°С при температуре кипения 5°С.

Повышение температуры конденсации при прочих равных условиях позволяет снизить размеры, массу и стоимость конденсатора, но увеличивает расход электроэнергии и, следовательно, стоимость холода. Кроме того, повышение температуры конденсации снижает надежность машины.

Сравнение характеристик агрегатов с одинаковыми компрессорами и вентиляторами, работающих при одинаковой температуре кипения, но с разными температурами конденсации было проведено на примере агрегата ВС 0,7 ~ 3. Установлено, что при повышении разности температур конденсации и воздуха с 10 до 16°С холодопроизводительность агрегата уменьшается на 9%, а холодильный коэффициент — на 13%. Стоимость холода, производимого агрегатом, при этом выше на 10% (часть амортизационных отчислений, зависящая от размеров конденсатора, составляет менее 1% эксплуатационных расходов). В итоге повышение температурного напора в конденсаторах герметичных агрегатов приводит к ухудшению основных показателей их качества.

Конфигурация поверхности теплообмена. Была поставлена задача определить геометрические параметры поверхности конденсатора, имеющего минимальную стоимость при прочих равных условиях. Предварительные расчеты показали, что основная часть стоимости конденсаторов относится к материалам.

Было рассчитано более 700 вариантов конденсаторов с трубами диаметром от 8 до 24 мм, шагом труб от 18 до 60 мм, шириной ребер от 16 до 55 мм. Расчеты показали, что минимальную стоимость имеет аппарат со следующими основными размерами, отличающимися от принятых в настоящее время: диаметр труб 20 мм, шаг труб в обоих направлениях 48 мм, ширина ребер 32 мм. Как показали испытания конденсаторов из труб диаметром 20 × 1 мм (имеющих меньшую стоимость, чем конденсаторы из труб диаметром 12 × × 1 мм), температура конденсации, холодопроизводительность и холодильный коэффициент агрегата ВС 0,7 ~ 3 не изменились. Таким образом, экспериментальная проверка подтвердила правильность расчета.

Предложенный метод позволяет решить и другие задачи оптимизации этих аппаратов, например, получение минимальных размеров или массы конденсаторов.

Тепловой расчет конденсаторов

Задача теплового расчета воздушного конденсатора — определить минимальную площадь теплопередающей поверхности, достаточную для того, чтобы при заданных тепловой нагрузке и температуре окружающего воздуха температура конденсации была не выше заданной.

Расчет проводят в два этапа при номинальном режиме работы холодильного агрегата. После выбора площади поверхности производят поверочный расчет — определяют температуру конденсации при максимальных температурах окружающего воздуха и кипения.

Площадь теплопередающей поверхности конденсатора (м²)

$$F_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{k\,\theta_m}, \qquad \text{(VII—15)}$$

где $Q_к$ — тепловая нагрузка конденсатора, Вт;
k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К);
Θ_m — средняя логарифмическая разность температур, °С.

У конденсаторов герметичных средне- и низкотемпературных агрегатов в номинальном режиме температура конденсации $t_к$=30°С, температура воздуха перед конденсатором $t_{в1}$ = 20°С, высокотемпературных агрегатов $t_к$= 40°С, $t_в$ = 30°С; температуры кипения, от которых зависит тепловая нагрузка, соответственно равны —15, —35 и +5°С. Максимальная температура кипения в зависимости от исполнения составляет —10, —25 и +10°С, максимальная температура воздуха для агрегатов с компрессорами с частотой вращения 25 $с^{-1}$ равна 40°С, с 50 $с^{-1}$ —45°С.

Требуемая площадь поверхности конденсатора зависит от скорости воздуха, которая в свою очередь является функцией аэродинамического сопротивления аппарата. Поэтому одновременно с тепловым проводят и аэродинамический расчет конденсатора.

При расчете последовательно определяются следующие величины.

1. Тепловая нагрузка $Q_к$. Ее рассчитывают по уравнениям (VII—1) — (VII—4).

2. Массовая скорость воздуха в узком живом сечении. Для герметичных агрегатов принимают $(w\rho) = 4 \div 5$ кг/(м²·с).

3. Коэффициент теплопередачи. Его определяют по результатам испытаний. Для герметичных среднетемпературных агрегатов коэффициент теплопередачи k [Вт/(м²·К)]

$$k = 26\,(w\rho)^{0,5}.$$

4. Средняя логарифмическая разность температур (°С)

$$\Theta_m = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{2{,}3 \lg \dfrac{t_к - t_{в1}}{t_к - t_{в2}}} = \frac{\Delta t_в}{2{,}3 \lg \dfrac{t_к - t_{в1}}{t_к - (t_{в1} + \Delta t_в)}}. \qquad \text{(VII—16)}$$

В номинальном режиме принимают $\Delta t_в = 3 \div 3{,}5$°С.

5. Площадь поверхности конденсатора (первый этап расчета). По уравнению (VII—15) предварительно определяют $F_к$, которая подлежит уточнению вместе с $(w\rho)$ и $\Delta t_в$.

6. Узкое живое сечение. Выбирают число секций z. При этом руководствуются следующими соображениями:

а) число секций должно быть минимальным (см. с. 203);

б) высота секции должна быть по возможности близка к высоте компрессора;

в) диаметр вентилятора не должен быть больше, чем это допускается акустическими требованиями к агрегату.

Площадь поверхности одной секции (м²)

$$F_1 = \frac{F_к}{z}.$$

Узкое живое сечение конденсатора с пластинчатыми ребрами (м²)

$$f_у = F_1 \frac{(S - d)(S_р - \delta)}{2\left(bS + S\delta - \dfrac{\pi d^2}{4}\right) + \pi d\,(S_р - \delta)}, \qquad \text{(VII—17)}$$

где d, S — наружный диаметр и шаг (в обоих направлениях) труб, мм;
b, δ, $S_р$ — ширина, толщина и шаг ребер, мм.

7. Расход воздуха находят из теплового баланса конденсатора.

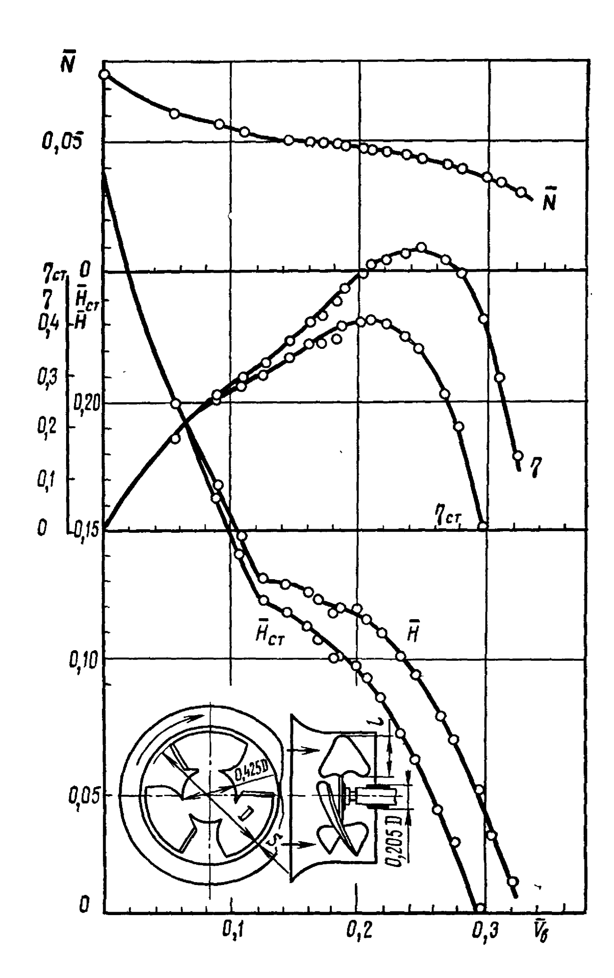


Рис. 113. Характеристики вентилятора К-95.

Тепловая нагрузка конденсатора $Q_к$ (Вт)

$$Q_к = kF\Theta_m = G_в c_p \Delta t_w , \qquad \text{(VII—18)}$$

где $G_в$ — расход воздуха, кг/с;
c_p — удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг · К);

Отсюда

$$G_в = \frac{Q_к}{c_p \Delta t_в} . \qquad \text{(VII—19)}$$

С другой стороны,

$$G_в = (w\rho) f_у . \qquad \text{(VII—20)}$$

Массовая скорость $(w\rho)$ зависит от аэродинамических характеристик конденсатора и вентилятора. Характеристики вентиляторов К-95, применяемых в отечественных герметичных агрегатах, представлены в безразмерной форме на рис. 113.

$$\overline{H}_{ст} = f(\overline{V}_в) \quad и \quad \overline{N} = f(\overline{V}_в) . \qquad \text{(VII—21)}$$

Здесь

$$\overline{H}_{ст} = \frac{H_{ст}}{9{,}8\,\rho\, u^2} ,$$

где $H_{ст}$ — статическое давление, создаваемое вентилятором, Па:
u — линейная скорость колеса вентилятора на наружном диаметре $D_{внт}$, м/с; $u = \pi D_{внт}\, n$ (n — частота вращения вентилятора, $с^{-1}$);
ρ — плотность воздуха, кг/м³.

$$\overline{V}_в = \frac{V_в}{u\, F_{внт}} , \qquad \text{(VII—22)}$$

где $V_в$ — производительность вентилятора, м³/с;
$F_{внт}$ — площадь, ометаемая вентилятором, м²; $F_{внт} = 0{,}785\, D^2_{внт}$.

Статическое давление $H_{ст}$ (Па), создаваемое вентилятором, должно быть равно аэродинамическому сопротивлению конденсатора

$$H_{ст} = 0{,}233\,(w\rho)^{1{,}8} \left(\frac{b}{S_р - \delta}\right)^{0{,}42} z .$$

Производительность вентилятора $G_в$ (кг/с)

$$G_в = V_в\, \rho . \qquad \text{(VII—23)}$$

В заключение расчета уточняют площадь поверхности $F_к$.

Расход воздуха, определенный из уравнений (VII—19), (VII—20) и (VII—23), должен быть одинаков. Расхождение между величинами $G_в$, определенными указанными способами, не должно быть больше 3%.

Это достигается методом последовательных приближений путем нескольких повторных расчетов.

При уточнении размеров в процессе расчета площадь теплопередающей поверхности конденсатора изменяют в сторону увеличения так, чтобы обеспечить некоторый запас (до 10%).

Конденсаторы конструктивных форм, отличающихся от показанных на рис. 108, *а*, рассчитывают на основе соответствующих опытов. В случае отсутствия необходимых экспериментальных данных о процессе теплопередачи в аппарате, расчет производят на основании теории теплообмена [91, 110, 126].

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной (ребристой) поверхности,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н E_{р.а}} + \frac{\delta}{\lambda} + R_{конт} + \frac{1}{\alpha_{вн}}\beta}, \qquad (VII—24)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи воздуху ребристой поверхности, Вт/(м^2 · К);
$E_{р.а}$ — эффективность ребристой поверхности аппарата;
δ — толщина стенки трубы, м;
λ — теплопроводность материала трубы, Вт/(м · К),
$R_{конт}$ — тепловое сопротивление контакта между трубой и ребром, (м^2 · К)/Вт;
$\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося фреона к стенке трубы, Вт/(м^2 · К);
β — коэффициент оребрения.

Наружный и внутренний коэффициенты теплоотдачи зависят от удельной тепловой нагрузки, которая в свою очередь является функцией этих коэффициентов. Поэтому коэффициент теплопередачи находят методом последовательных приближений или графоаналитическим способом [126].

Коэффициент теплоотдачи воздуху является функцией типа и размеров ребристой поверхности, скорости и температуры воздуха. В конденсаторах герметичных агрегатов этот коэффициент обычно находится в пределах 40—65 Вт/(м^2· К).

Для шахматных пучков труб с отдельными круглыми или квадратными ребрами применяют формулу Э. С. Карасиной

$$Nu = c\,Re^{0,65} \left(\frac{d}{s_р}\right)^{-0,54} \left(\frac{h_р}{s_р}\right)^{-0,14}, \qquad (VII—25)$$

где c — постоянная (0,223 для круглых и 0,205 для квадратных ребер);
d — диаметр трубы, мм;
$s_р$ — шаг ребер, мм;
$h_р$ — условная высота ребра, мм.

Условная высота круглого ребра

$$h_р = \frac{D_р - d_т}{2},$$

где $D_р$ — диаметр ребра, мм.

Условная высота квадратного ребра

$$h_р = \frac{a - d}{2},$$

где a — сторона квадратного ребра, мм;
d — диаметр трубы, мм.

В критериях Nu и Re в качестве определяющего размера принят шаг ребер $s_р$; скорость потока — в узком свободном сечении пучка

$$f_у = \left[1 - \frac{d}{S_1}\left(1 + 2\frac{h}{s_р} \cdot \frac{\delta}{d}\right)\right] f_2, \qquad (VII—26)$$

где S_1 — поперечный шаг труб, мм;
f_2 — свободное сечение аппарата (без пучка), м²;
δ — толщина ребра, мм.

Физические параметры воздуха приняты при средней его температуре в аппарате.

Предельные значения величин, при которых можно применять формулу $> 3000 < \text{Re} \leqslant 25\,000$;

$$3 \leqslant \frac{d}{s_р} \leqslant 4{,}8.$$

Для коридорных пучков труб в уравнении (VII—25) показатель степени при критерии Re равен 0,72, постоянная c для круглых ребер равна 0,104, для квадратных 0,096.

Эффективность ребристой поверхности

$$E_р = \frac{\theta_р}{\theta_0}, \qquad (VII—27)$$

где $\theta_р$ — разность между средней температурой ребра и температурой среды;
θ_0 — разность между температурами основания ребра и среды.

Значение $E_р$ зависит от формы, размеров и теплопроводности ребра и от коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности.

Так, для прямоугольного и квадратного ребер

$$E_р = \frac{\text{th}\, mh'}{mh'}. \qquad (VII—28)$$

В уравнении (VII—28)

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}},$$

$$h' = \frac{d}{2}(\rho' - 1)(1 + 0{,}805 \lg \rho'),$$

$$\rho = 1{,}28\frac{2R}{a}\sqrt{\frac{L}{R} - 0{,}2},$$

где $2L$, $2R$ — соответственно большая и меньшая стороны прямоугольника.

Сплошное ребро можно рассматривать, как состоящее из прямоугольных участков, равных шагу труб. Для конденсаторов герметичных агрегатов при шаге труб $S_1 = 26$ мм, ширине ребер 24 мм, наружном диаметре трубы $d = 12$ мм, коэффициенте теплопроводности оцинкованного ребра $\lambda = 66$ Вт/(м·К) для обычных условий работы приведенная высота ребра $h' = 11{,}05$ мм, параметры $m = 61$ м$^{-1}$, $\rho = 2{,}41$, эффективность ребра $E_р = 0{,}86 \div 0{,}88$.

Эффективность ребристой поверхности аппарата

$$E_{р.в} = E_р + \frac{1 - E_р}{\varphi}, \qquad (VII—29)$$

где φ — степень оребрения аппарата (отношение всей оребренной поверхности к наружной поверхности труб).

Величина $E_{р.а}$ характеризует влияние эффективности ребер, отнесенной ко всей поверхности теплообменного аппарата.

Термические сопротивления стенки и места контакта труб и ребер для стальной трубы толщиной 1 мм при коэффициенте теплопроводности стали 58 Вт/(м·К) составляет около 0,1% термического сопротивления теплоотдачи к воздуху, т. е. является пренебрежимо малым. Сопротивление места контакта труб и ребер в случае оцинкованных труб равно нулю.

Данные о термическом сопротивлении при использовании других защитных покрытий стальных труб и ребер приведены на с. 205.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося фреона для случая конденсации внутри труб можно определить по формуле Д. М. Иоффе

$$\alpha_{вн} = 0,56\, A d_{вн}^{-1/3}\, q_{вн}^{-1/3}, \qquad \text{(VII—30)}$$

где $\alpha_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м;

$q_{вн}$ — удельная тепловая нагрузка внутренней стенки трубы, Вт/м²;

A — коэффициент, учитывающий физические свойства фреона, зависящие от температуры конденсации:

$t_к$, °C	20	30	40	50	60
Фреон-12	14100	13200	12400	11600	10900
Фреон-22	18300	16800	15500	14500	13400

Формула справедлива для конденсации в прямых трубах с внутренним диаметром от 11 до 15 мм, с отношением длины к диаметру от 50 до 200, массовой скорости до 50 кг/(м²·с) и удельной тепловой нагрузки от 1,1 до 6 тыс. Вт/м². При больших значениях массовой скорости и удельной тепловой нагрузки теплоотдача растет пропорционально величине $q_{вн}$ в степени от 0,4 до 0,8.

Коэффициенты теплоотдачи при конденсации внутри труб фреона-12 примерно на 20% ниже, чем при конденсации фреона-22. Коэффициенты теплоотдачи фреонов-502 и -22 близки между собой.

Обычно удельная тепловая нагрузка внутренней поверхности конденсаторов герметичных агрегатов находится в пределах от 2500 до 3500 Вт/м², коэффициент теплоотдачи для фреона-12 — от 2500 до 3000 Вт/(м²·К), для фреонов-22 и -502 — от 3000 до 3500 Вт/(м²·К).

КОНДЕНСАТОРЫ СО СВОБОДНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВОЗДУХА

Конденсаторы со свободным движением воздуха обычно состоят из вертикального или наклонно расположенного ребристого змеевика. Это наиболее простые по конструкции конденсаторы холодильных машин. Их применяют в бытовых холодильниках и изготовляют миллионами штук в год. Основные преимущества этих конденсаторов: надежность; долговечность; простота изготовления и обслуживания; малая стоимость; соответствие требованиям технологии массового производства. Недостатки: низкая интенсивность теплопередачи; большая металлоемкость; ограниченность тепловых нагрузок.

Основные типы конденсаторов со свободным движением воздуха: проволочнотрубные и листотрубные.

Проволочнотрубный конденсатор (рис. 114, *а*) состоит из змеевика, к которому с обеих сторон приварены точечной электросваркой, под прямым углом к трубам, ребра из стальной проволоки. Диаметр проволоки 1—2,5 мм, шаг ребер 6—10 мм. Трубы медные наружным диаметром 5—7 мм с шагом 40—60 мм. Расположение труб горизонтальное или вертикальное,

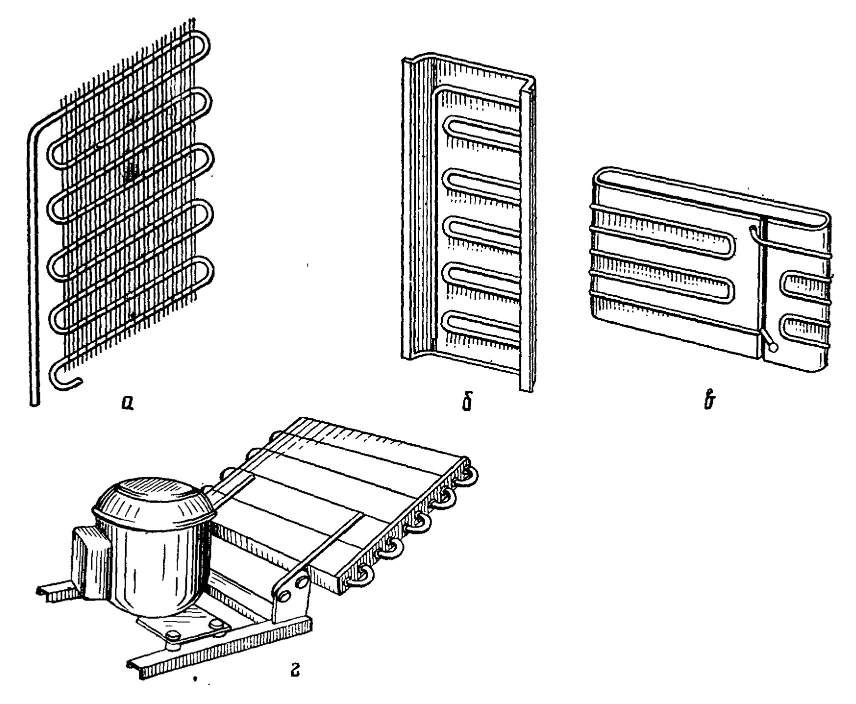


Рис. 114. Конденсаторы со свободным движением воздуха:
а — проволочнотрубный; *б, в* — листотрубные (*б* — щитовой, *в* — прокатно-сварной); *г* — с плоскими ребрами.

сечение обычно круглое, но иногда плоское (овальное). Коэффициент ореб рения от 2,5 до 5.

Листотрубный щитовой конденсатор (рис. 114, *б*) состоит из змеевика, который приварен, припаян или плотно прижат к металлическому листу, выполняющему роль сплошного ребра. В листе иногда делают прорези с отбортовкой по типу жалюзи. Это увеличивает теплопередающую поверхность за счет торцов отогнутых металлических язычков; при наклонном расположении листа воздух, нагретый в нижних трубах, уходит в просечки и это снижает температуру конденсации в верхней части аппарата. Диаметр труб 6—8 мм, шаг труб 35—60 мм, толщина листа 0,5—1,0 мм, коэффициенты оребрения от 5 до 10.

Листотрубные прокатно-сварные конденсаторы (рис. 114, *в*) изготовляют из сваренных между собой алюминиевых листов с каналами для холодильного агента. По конструкции они подобны алюминиевым листотрубным прокатно-сварным испарителям (см. главу VIII).

Некоторое применение нашли конденсаторы со свободным движением воздуха, изготовленные на базе конденсаторов, обдуваемых вентилятором. В качестве конденсатора, как правило, используют одну секцию. Агрегаты с такими конденсаторами унифицированы с обычными агрегатами для торгового оборудования — их применяют в холодильном оборудовании малых размеров, устанавливаемом в помещениях с особо жесткими акустическими требованиями. Обычно такой конденсатор монтируют в наклонном (рис. 114, *г*) или горизонтальном положениях. При отклонении от горизонтали на угол φ коэффициент теплопередачи k падает (принято, что $k = 1$ при $\varphi = 0$).

φ	0	45	60	75	90
k	1	0,95	0,91	0,81	0,60

Технические характеристики конденсаторов бытовых холодильников [65] приведены в табл. 50. Площадь поверхности конденсаторов $F_к$ (м²) пропорциональна V (м³) объему холодильной камеры:

$$F_к = aV + b,$$

а также площади поверхности камеры.

Для большей части щитовых конденсаторов $a = 2{,}54$, $b = 0{,}44$, а для проволочно-трубных конденсаторов $a = 1{,}2$, $b = 0{,}31$.

В бытовых холодильниках конденсаторы обычно устанавливают у задней стенки шкафа вертикально или под углом до 5°. Листотрубным щитовым конденсаторам придают коробчатую форму; при этом между конденсатором и шкафом образуется узкий прямоугольный канал, по которому движется поток воздуха. Это повышает скорость воздуха и улучшает теплоотдачу. В холодильных агрегатах, монтируемых на шкафах, конденсатор помещают горизонтально над компрессором, либо часть его располагают горизонтально, а часть — наклонно. При расположении проволочно-трубного конденсатора в вертикальной плоскости его эффективность снижается. Это объясняется влиянием количества труб, последовательно обтекаемых потоком воздуха.

ВОДЯНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

Конструкции конденсаторов

В малых холодильных машинах применяют преимущественно кожухотрубные и реже двухтрубные водяные конденсаторы. Кожухотрубные конденсаторы горизонтальные с одной или двумя трубными решетками. Пар из компрессора поступает в верхнюю часть кожуха и конденсируется на трубах, внутри которых течет охлаждающая вода. Жидкий фреон накапливается в сборнике, образуя гидравлический затвор.

Для обеспечения плотного соединения труб с решеткой применяют развальцовку, сварку или пайку. Конденсаторы со стороны трубных решеток закрыты съемными крышками, в которых сделаны перегородки. Трубы обычно располагают в шахматном порядке, для того чтобы уменьшить количество жидкости на поверхности трубок в нижних рядах.

Двухтрубные конденсаторы состоят из двух концентрично расположенных труб, образующих плоский или цилиндрический змеевик. Они хорошо компонуются с другими элементами встраиваемой машины — плоские аппараты располагают у стен машинного отделения, цилиндрические — вокруг герметичного компрессора. Вода проходит по внутренней трубке, фреон конденсируется в межтрубном пространстве. Иногда наружную трубу изготовляют из резины и подают воду в кольцевое пространство, это снижает стоимость изготовления. Процесс теплоотдачи к воде протекает интенсивней, чем от конденсирующегося фреона к стенке, поэтому трубы со стороны фреона оребряют.

В кожухотрубных конденсаторах используют плоские или накатанные ребра, в двухтрубных — проволочные ребра или продольные ребра, расположенные на наружной стороне внутренней трубы.

Таблица 50

Бытовые холодильники		Характеристики конденсаторов							
марка	объем, дм³	поверхность, м²			коэффициент оребрения	размеры камеры, мм			поверхность камеры, м²
		ребер	общая	труб		высота	ширина	глубина	
Проволочно трубные конденсаторы									
Минск	120	0,31	0,45	0,14	3,21	0,76	0,43	0,42	1,66
Минск-3	120	0,31	0,45	0,14	3,21	0,76	0,43	0,42	1,66
Оазис-2	120	0,32	0,45	0,13	3,46	0,82	0,40	0,43	1,70
Снайге	120	0,31	0,44	0,13	3,38	0,65	0,52	0,44	1,72
Минск-4	140	0,33	0,46	0,13	3,54	0,96	0,37	0,41	1,80
Бирюса, Памир, Полюс	160	0,38	0,50	0,12	4,17	1,0	0,42	0,40	1,98
Лига	160	0,48	0,64	0,16	4,00	0,5	0,87	0,3	1,70
Океан	160	0,37	0,50	0,13	3,85	0,98	0,43	0,42	2,02
Юрюзань	175	0,32	0,46	0,14	3,29	1,02	0,44	0,43	2,16
Минск-5	180	0,25	0,40	0,15	2,67	0,94	0,45	0,45	2,08
УПО	180	0,46	0,60	0,14	4,29	0,92	0,45	0,47	2,10
Розенлев	230	0,39	0,52	0,13	4,00	1,10	0,44	0,46	2,38
Листотрубные конденсаторы									
Ярна	120	0,58	0,68	0,10	6,80	0,72	0,44	0,43	1,64
Ярна-2	120	0,78	0,94	0,16	5,88	0,79	0,43	0,41	1,68
Нистру	120	0,48	0,56	0,08	7,00	0,72	0,43	0,43	1,60
Мир, Тамбов	125	0,98	1,10	0,12	9,17	0,76	0,45	0,42	1,70
Ока	125	0,91	1,02	0,11	9,27	0,76	0,45	0,43	1,72
ЗИЛ	165	1,25	1,40	0,15	9,33	0,86	0,50	0,40	1,94
Орск	160	—	0,80	—	—	0,99	0,44	0,43	2,12
Днепр, Донбасс	165	1,25	1,40	0,15	9,33	0,86	0,50	0,40	1,94
Хезер	160	0,80	0,95	0,15	6,33	0,91	0,48	0,43	2,08
Орск	170	—	0,89	—	—	0,99	0,46	0,41	2,12
Орск	180	—	0,88	—	—	1,11	0,44	0,43	2,32
Юрюзань	180	0,72	0,87	0,15	5,80	1,02	0,44	0,43	2,16
Арагва, Ока	200	0,91	1,02	0,11	9,27	1,02	0,45	0,46	2,28
Наст	200	0,72	0,87	0,15	5,80	1,02	0,45	0,46	2,28
ЗИЛ-Москва 240	240	—	0,94	—	—	1,16	0,50	0,45	2,64

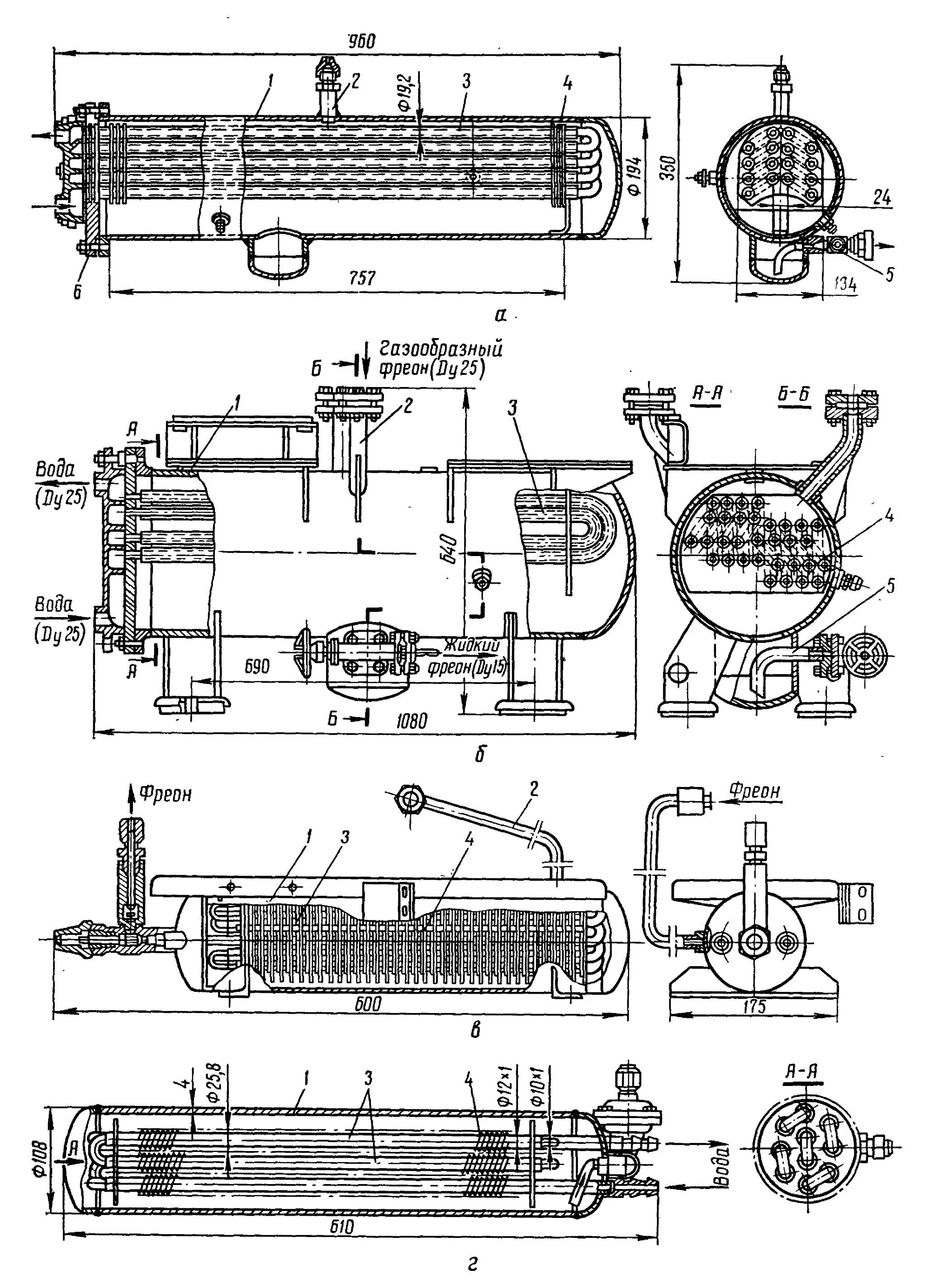


Рис. 115. Кожухотрубные конденсаторы:
а — КТР-3; *б* — $КТР_2$-4; *в, г* — агрегата ФАК-0,7 АВ.

Кожухотрубные конденсаторы (рис. 115). Кожух *1* конденсатора типа КТР с одной стороны закрыт отъемной чугунной крышкой *6*, с другой — приваренным к кожуху сферическим донышком *6*. К кожуху приварены входной патрубок *2*, фланец для крепления крышки и снизу — сборник жидкого фреона с выходным патрубком *5*. Трубки *3* медные (М3) с накатанными или пластинчатыми ребрами *4*.

В конденсаторе КТР-3 (рис. 115, *а*) трубы диаметром 18 × 1,5 мм ребра пластинчатые из оцинкованной стальной ленты (220 шт.) с шагом 3,5 мм. Недостаток конструкции — применение коридорного пучка труб. В конденсаторе КТР-4М трубы диаметром 21 мм с накатанными ребрами. Шаг ребер 3,5 мм. Расположение труб шахматное. Конденсатор $КТР_2$-4 служит основанием, на котором монтируют компрессор и электродвигатель, поэтому к верхней части аппарата приварены монтажные плиты (рис. 115, *б*). Конденсатор агрегата ФАК-0,7АВ в отличие от конденсаторов КТР имеет два приваренных донышка; через одно из них выведены и приварены к нему концы труб (рис. 115, *в*). Отсутствие трубной решетки упрощает конструкцию, делает ее более дешевой в изготовлении и надежной, но усложняет очистку труб.

Таблица 51

Водяные конденсаторы	Площадь теплопередающей поверхности, м²	Диаметр труб, мм	Тип ребер	Диаметр кожуха, м	Расчетный расход воды, кг/с
01.00	0,5	12×1	Пластинчатые	0,108	0,11
КТР-4М	2,0	20×3	Накатанные	0,194	0,33
КТР-3	3,0	18×1,5	Пластинчатые	0,194	0,28
$КТР_2$-3	2,7	20×3	»	0,219	0,45
$КТР_2$-4	4,3	20×3	»	0,325	0,67
КТР-4Х	4,95	20×3	Накатанные	0,219	0,33

Трубы стальные диаметром 12 × 1 мм с 24 стальными пластинчатыми ребрами толщиной 2 мм, шаг ребер 15 мм (в прежних конструкциях — рис. 115, *г* — применялись витые ребра из ленты толщиной 0,15 мм). К концам труб присоединяют гибкие водопроводные шланги. Фреон подводится сбоку и отводится снизу через стальные патрубки. К жидкостному патрубку приварены запорный вентиль и фильтр.

Рис. 116. Двухтрубный конденсатор.

Конструктивные характеристики водяных конденсаторов малых холодильных машин приведены в табл. 51.

В судовых холодильных агрегатах применяют конденсаторы подобной конструкции, но в специальном исполнении. В этих конденсаторах ($МКТР_2$-3, $МКТР_2$-4 и др.) трубы изготовлены из меди или мельхиора, трубные решетки — из латуни, крышки из бронзы.

Двухтрубный конденсатор. На рис. 116 изображен конденсатор корабельной

водоохладительной колонки, состоящий из наружных труб диаметром 22 × 1 мм и внутренних диаметром 12 × 1 мм. К внешней стороне последних припаяны проволочные ребра. Вода проходит по внутренним трубам и вертикальным коллекторам *2*, пар входит в штуцер *3*, жидкость отводится из штуцера *1*. Площадь теплопередающей поверхности 0,17 м². Применяют также двухтрубные конденсаторы с наружными трубами диаметром 18 × 1 и 20 × 1 мм и внутренними диаметром 12 × 1 и 14 × 1 мм.

Исследования конденсаторов

Кожухотрубные конденсаторы с навитыми и пластинчатыми (см. рис. 115, *в*) ребрами агрегата ФАК-0,7АВ были испытаны на фреоне-12 при скорости воды от 0,1 до 1,4 м/с и температуре воды у входа от 10 до 30°С [54].

Коэффициенты теплопередачи (отнесенные к наружной поверхности) конденсатора с пластинчатыми ребрами (рис. 117, *а*) быстро увеличивались с ростом скорости воды до 0,3 м/с (в области переходного режима до Re = = 5000) при расходе воды около 0,03 кг/с. Удельная тепловая нагрузка изменялась от 600 до 5000 Вт/м². С ростом расхода воды уменьшались ее подогрев и разность температур конденсации и воды у входа в конденсатор (рис. 117, *б*, *в*).

Коэффициенты теплопередачи конденсатора с навитыми ребрами при удельной тепловой нагрузке от 350 до 1600 Вт/м² изменялись от 160 до 430 Вт/(м²·К), т. е. при равных скоростях воды были близки к коэффициентам, представленным на рис. 117, *а*.

Двухтрубный цилиндрический конденсатор из гладкой медной трубы диаметром 14 × 1 мм в резиновом шланге диаметром 25 мм, испытанный на фреоне-22 [95], состоял из двух змеевиков средним диаметром 450 и 500 мм; площадь теплопередающей поверхности 1,58 м², длина труб 17 и 19 м. Коэффициенты теплопередачи изменялись от 2100 до 2400 Вт/(м²·К) при увеличении скорости воды от 0,45 до 0,6 м/с. С повышением удельной тепловой нагрузки от 4 до 10 кВт/м² коэффициент теплопередачи увеличивался от

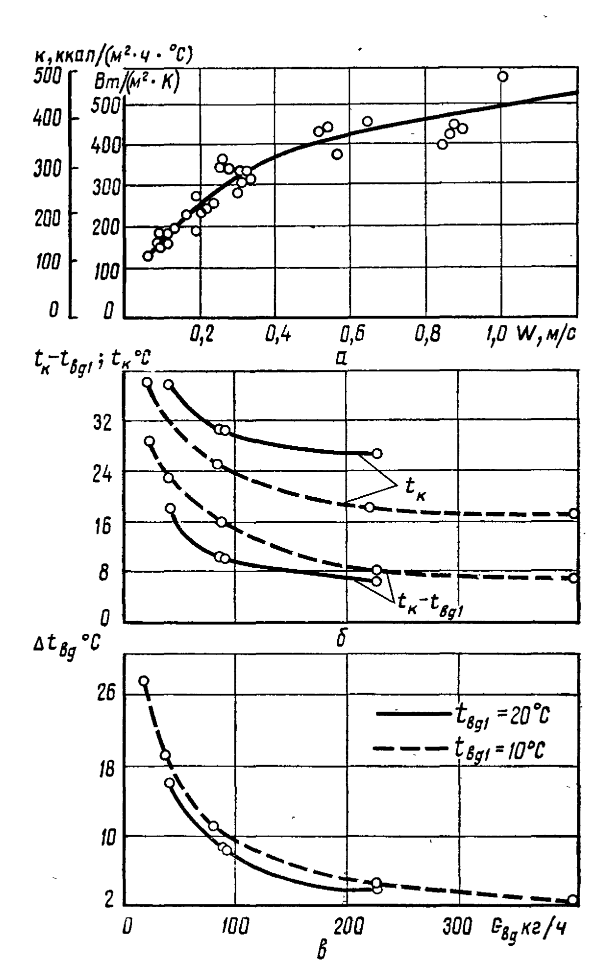


Рис. 117. Результаты испытаний кожухотрубных конденсаторов:

а — коэффициент теплопередачи; *б* — разность температур конденсации и воды у входа; *в* — подогрев воды.

1900 до 2700 Вт/(м²·К) и был несколько выше, чем в кожухотрубном конденсаторе. Это могло быть вызвано большой массовой скоростью пара в двухтрубном аппарате — от 200 до 340 кг/(с·м²). При этом падение давления изменялось соответственно от 20 до 50 кПа, скорость пара у входа в аппарат составляла 3—7 м/с.

Оптимизация конденсаторов

Оптимизация кожухотрубных конденсаторов для судовых установок холодопроизводительностью от 1800 до 13 000 Вт, выполненная под руководством Л. Г. Мельниченко [100], имела целью получение минимальных габаритных размеров. При этом были заданы температуры: воды у входа 30°С, кипения 3°С, конденсации 40°С. Приняты гидравлическое сопротивление конденсаторов до 5 Па, скорость воды до 1,6 м/с (так как при дальнейшем росте скорости усиливается отложение солей из морской воды). Трубы мельхиоровые с накатанными и навитыми ребрами. Наружный диаметр накатанных труб от 12 до 23 мм, высота ребер от 1,5 до 3 мм, шаг от 2 до 3 мм. Толщина ребер у основания от 1,6 до 1,8 мм, у вершины от 0,7 до 1,1 мм. Наружный диаметр труб с навитыми ребрами от 10 до 16 мм, высота ребер 3 мм, толщина 0,4 и 0,5 мм, шаг 3,4 и 3,5 мм. Всего на ЭВМ было рассчитано около 1200 вариантов аппаратов.

Расчеты показали следующее. Увеличение нагрева охлаждающей воды вследствие увеличения числа ходов при сохранении скорости воды и соответствующем снижении ее расхода приводит к увеличению теплопередающей поверхности аппаратов. Причины этого подробно рассмотрены в главе VI на примере воздушного конденсатора (увеличение числа ходов дает тот же результат, что и увеличение числа секций). Уравнения (VI—19) — (VI—26) справедливы и для данного случая, если буквой z в них обозначить число ходов конденсатора. Поэтому уменьшение числа ходов позволяет (при заданных температурах конденсации и воды у входа в конденсатор) снизить площадь теплопередающей поверхности конденсатора, а значит, и занимаемый им объем, упрощает конструкцию крышки конденсатора, что повышает его надежность.

Принято, что минимальный нагрев воды в кожухотрубном конденсаторе $\Delta t_в = 3°C$ (при этом объем аппаратов больше, чем при $\Delta t_в = 2°C$ примерно на 5%).

Аппараты с накатанными ребрами компактней, чем с навитыми, в связи с большей эффективностью накатанных ребер.

Расчеты показали сильную зависимость объема аппаратов от диаметра и длины труб. В конденсаторах машин холодопроизводительностью более 3000 Вт наблюдается ясно выраженный минимум объема при внутренних диаметрах 12—15 мм (гидравлическое сопротивление аппаратов принято постоянным). В конденсаторах меньших размеров это влияние ослаблено тем, что трубы меньшего диаметра легче вписываются в диаметр трубной решетки.

Определение оптимальной длины труб водяного кожухотрубного конденсатора показало, что минимальное значение объема наблюдается при длине трубы около 0,4 м.

На основании расчетов была выбрана оптимальная (в рамках поставленной задачи, обеспечивающая минимальный объем конденсатора) конструкция с накатанными трубами наружным диаметром 16 мм, внутренним — 14,4, высотой ребер 2,2 и шагом 2,04 мм, с подогревом охлаждающей воды на 3С°.

Испытания опытных образцов подтвердили правильность расчетов.

Тепловой расчет конденсаторов

Тепловую нагрузку водяных конденсаторов определяют так же, как и воздушных.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной (ребристой) поверхности,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н E_{р.а}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + R_{конт} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \beta}, \qquad \text{(VII—31)}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося фреона к ребристой поверхности, Вт/(м^2 · К);

$\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде, Вт/(м^2 · К);

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ — сумма тепловых сопротивлений стенки и загрязнений, (м^2 · К)/Вт.

Остальные обозначения — см. уравнение (VII—24).

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$ [Вт/(м^2· К)] при конденсации фреона на одиночной горизонтальной трубе [110]

$$\alpha_н = 0{,}72 \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{\mu \Theta d}} \qquad \text{(VII—32)}$$

или

$$\alpha_н = 0{,}72\, B\Theta^{-0{,}25} d^{-0{,}25}. \qquad \text{(VII—33)}$$

В уравнениях (VII — 32) и (VII — 33)

r — теплота парообразования, Дж/кг;
ρ — плотность жидкости, кг/м^3;
λ — теплопроводность жидкости, Вт/(м · К);
g — ускорение свободного падения, м/с^2;
μ — динамическая вязкость жидкости, Па · с;
Θ — разность температур конденсации и стенки (наружной поверхности) трубы, °С;
d — наружный диаметр трубы, м;
B — коэффициент, зависящий от температуры конденсации.

Ниже приведены значения коэффициента B:

$t_к$, °С	20	30	40	50	60
Фреон-12	1360	1280	1200	1115	1035
Фреон-22	1660	1560	1460	1365	1265

В результате исследования конденсации на ребристых трубах и пучках труб было установлено, что коэффициенты теплоотдачи на одиночной ребристой трубе при высоких ребрах с малым шагом примерно такие же, как при конденсации на гладкой трубе, а при ребрах малой высоты — в 1,2—1,5 раза выше в зависимости от формы и размеров ребер. При малых просветах между ребрами значения коэффициентов более низкие [110].

При конденсации на пучке труб коэффициенты теплоотдачи ниже, чем на одиночной трубе, в связи с тем что жидкость стекает на нижние трубы с верхних, увеличивая толщину пленки и тем самым повышая ее термическое сопротивление. Влияние n труб, расположенных одна над другой, оценивают степенной функцией вида n^{-a}, где $a = 0{,}16 \div 0{,}25$. Для распространенных в малых машинах конденсаторов $n = 4$; это означает снижение коэффициентов теплоотдачи на 20—30%. Таким образом, в пучке ребристых труб одни факторы влияют в сторону повышения, а другие — понижения коэффициентов теплоотдачи при конденсации по сравнению с величинами, найденными по уравнению (VII—33).

До получения экспериментальных данных, относящихся непосредственно к конденсаторам рассматриваемого типа, значение $\alpha_н$ в уравнении (VII—31) следует определять по формуле (VII—33).

Сумму термического сопротивления стенки и загрязнений со стороны воды обычно принимают равной $(0,2 \div 0,25)10^{-3}$ м²·К/Вт.

Коэффициент теплоотдачи от труб к воде при турбулентном режиме определяют из уравнения

$$Nu = 0,021\, Re_ж^{0,8}\, Pr_ж^{0,4} \left(\frac{Pr_ж}{Pr_{ст}}\right)^{0,06}, \qquad (VII—34)$$

где критерии $Re_ж = \frac{wd}{\nu_ж}$ и $Pr_ж = \frac{\nu_ж}{a_ж}$ определены при средней температуре воды, а $Pr_{ст}$ характеризует физические свойства воды при температуре стенки.

Уравнение справедливо при Re от $1 \cdot 10^4$ до $5 \cdot 10^6$ и Pr от 0,6 до 2500.

В развернутом виде с учетом близости температур воды и стенки

$$\alpha_в = Bw^{0,8}\, d_{вн}^{-0,2}\, \varepsilon_L, \qquad (VII—35)$$

где $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К);
B — коэффициент, учитывающий изменение физических свойств воды с температурой;
w — скорость воды, м/с;
$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м;
ε_L — коэффициент, учитывающий более интенсивный теплообмен на начальном участке трубы.

При температуре воды от 0 до 50°С $B = 1430 + 22t$.

Коэффициент ε_L зависит от отношения длины трубы L к ее диаметру $d_{вн}$ и от критерия Re (с ростом Re коэффициент уменьшается). Для Re от $1 \cdot 10^4$ до $2 \cdot 10^4$:

$\frac{L}{d_{вн}}$	20	30	40	50
ε_L	1,12	1,06	1,03	1,00

Наружный и внутренний коэффициенты теплоотдачи, как отмечалось выше, зависят от удельной тепловой нагрузки, которая в свою очередь является функцией этих величин. Поэтому коэффициенты теплопередачи находят методом последовательных приближений или графоаналитическим способом [110, 126].

Глава VIII. ИСПАРИТЕЛИ И РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

ИСПАРИТЕЛИ

Испарители малых холодильных машин по назначению делятся — на испарители для охлаждения воздуха, жидкостей и твердых тел

Наиболее распространены *испарители, охлаждающие воздух*,— они применяются в бытовых холодильниках, торговом холодильном оборудовании, кондиционерах. Воздух в испарителе одновременно охлаждается и осушается. В зависимости от назначения холодильной установки осушение воздуха может быть нежелательным (при хранении большинства пищевых продуктов) или необходимым (в кондиционерах и механических осушителях). Эти испарители изготовляют двух основных типов — с принудительным и со

свободным движением воздуха. Испарители с принудительным движением воздуха (воздухоохладители) ранее применяли лишь в установках сравнительно большой производительности — холодильных камерах, кондиционерах, механических осушителях воздуха. Но в последние годы их начали широко использовать также в бытовых холодильниках и торговом холодильном оборудовании.

Воздухоохладители имеют определенные преимущества перед испарителями со свободным движением воздуха: они работают более интенсивно, поэтому легче и компактней, обеспечивают более равномерное распределение температур в охлаждаемом помещении. Испарители со свободным движением воздуха имеют более низкие коэффициенты теплопередачи, но они проще в изготовлении и эксплуатации, у них выше надежность, значительно лучше акустические характеристики. Эти испарители преобладают в бытовых холодильниках и торговом холодильном оборудовании.

В установках с неравномерной тепловой нагрузкой для охлаждения жидкостей применяют испарители — аккумуляторы. В течение большей части времени при малых тепловых нагрузках на испарителе намораживается лед; при повышении нагрузки он тает, увеличивая отвод тепла от охлаждаемой жидкости. Такие испарители применяют, например, на молочных фермах и заводах, куда теплое молоко после дойки поступает лишь в течение нескольких часов в сутки. Их используют также в некоторых типах холодильных машин с разомкнутым циклом, в частности — в авторефрижераторах с аккумуляционным охлаждением. Испарители таких авторефрижераторов на зарядных станциях присоединяют к холодильной машине и раствор замораживают, одновременно охлаждая кузов; во время рейса лед тает, поддерживая нужную температуру [187].

Испарители для непосредственного (контактного) охлаждения твердых тел применяют на предприятиях общественного питания для охлаждения холодных блюд, на некоторых машиностроительных заводах. В наиболее распространенных однокамерных бытовых холодильниках испарители, охлаждающие воздух, используются также для контактного охлаждения замороженных продуктов и форм для льда.

Наряду с испарителями для охлаждения холодильных камер используют также теплообменные аппараты, охлаждаемые хладоносителем (обычно рассолом или водой), который в свою очередь охлаждается в испарителе холодильной машины. Этот способ в эпоху малых аммиачных холодильных машин имел широкое распространение; сейчас он используется преимущественно в установках средней и крупной производительности [71, 110].

По способу движения холодильного агента испарители разделяют на сухие — змеевиковые и затопленные.

В змеевиковых испарителях холодильный агент проходит по трубам, соединенным последовательно. Пар, образующийся после дроссельного устройства, составляет лишь несколько процентов от общей массы холодильного агента, но занимает большую часть объема. Толщина слоя жидкости постепенно уменьшается и часть поверхности у выхода служит только для перегрева пара (обычно на 4—6°С), поэтому используется менее интенсивно. Заполнение испарителя регулируется с помощью регулятора перегрева — терморегулирующего вентиля ТРВ.

В змеевиковый испаритель фреон обычно подается сверху и уходит снизу. При этом способе легко достигается возврат масла в компрессор и требуется меньше фреона для зарядки системы. Но в таком испарителе коэффициенты теплопередачи несколько ниже.

При нижней подаче фреона испаритель работает более эффективно, но сложнее обеспечить возврат масла. Кроме того, требуется большее количество фреона, заряжаемого в систему. Применяют и комбинированные схемы,

при которых в одни секции испарителя фреон подается сверху, в другие — снизу.

Длина змеевика испарителя не должна быть больше определенного предела, в противном случае в нем будет происходить чрезмерное падение давления и показатели работы машины снизятся. Во избежание этого устанавливают несколько параллельных змеевиков. Раньше их обычно соединяли с помощью коллектора, но если гидравлические сопротивления или тепловые нагрузки отдельных секций значительно различаются между собой, то фреон идет в основном в секции с меньшим сопротивлением. В современных воздухоохладителях у входа в каждую секцию устанавливают свой ТРВ или питают несколько секций от одного ТРВ со специальным распределительным устройством.

Заполнение *затопленного испарителя* обеспечивается с помощью регулятора, поддерживающего заданный уровень жидкости. Пар из испарителя поступает в отделитель жидкости (сухопарник). Капли, уносимые при кипении, из отделителя вновь возвращаются в аппарат, а пар уходит во всасывающий трубопровод.

Змеевиковые испарители менее интенсивны, но они дешевле, проще в изготовлении, для их заполнения требуется меньше фреона, легче обеспечить возврат масла в компрессор, поэтому они безусловно преобладают в малых холодильных машинах.

П о ф о р м е п о в е р х н о с т и различают ребристые, листотрубные и гладкотрубные испарители.

Теплопередающую поверхность испарителей обычно оребряют в воздушных аппаратах — со стороны воздуха, в испарителях для охлаждения жидкости — со стороны фреона. Это позволяет снизить их массу и габаритные размеры.

П о т е м п е р а т у р е к и п е н и я различают испарители с температурой выше и ниже 0°С. На первых иней не оседает, поэтому ребра можно устанавливать с малым шагом (в кондиционерах примерно до 2 мм). В испарителях с температурой ниже 0°С шаг ребер обычно принимают от 8 до 16 мм а в первых (по ходу воздуха) секциях до 20 мм. В последних секциях, куда подходит уже подсушенный воздух, шаг ребер 5—10 мм.

Обеспечение автоматического оттаивания испарителей — одна из важнейших задач эксплуатации холодильных машин. В зависимости от х о л о д и л ь н о г о а г е н т а устанавливают пробные давления при изготовлении испарителей.

ИСПАРИТЕЛИ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВОЗДУХА (ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ)

Конструкции воздухоохладителей

Воздухоохладители изготовляют из медных, а иногда алюминиевых или стальных труб с алюминиевыми, а в некоторых случаях латунными или стальными ребрами. Трубы круглые, наружным диаметром от 8 до 25 мм. Ребра преимущественно пластинчатые толщиной от 0,2 до 0,5 мм, с шагом (в зависимости от условий оседания инея и оттаивания) обычно от 5 до 16 мм.

Трубы заключены в металлический кожух, прямоугольный, круглый или полукруглый. Поток воздуха создается осевыми или центробежными вентиляторами. Последние применяют в кондиционерах и иных аппаратах с фильтрами и жалюзи.

Воздухоохладители холодильных камер. Унифицированный ряд воздухоохладителей 2ВО малой холодопроизводительности разработан ВНИИ-

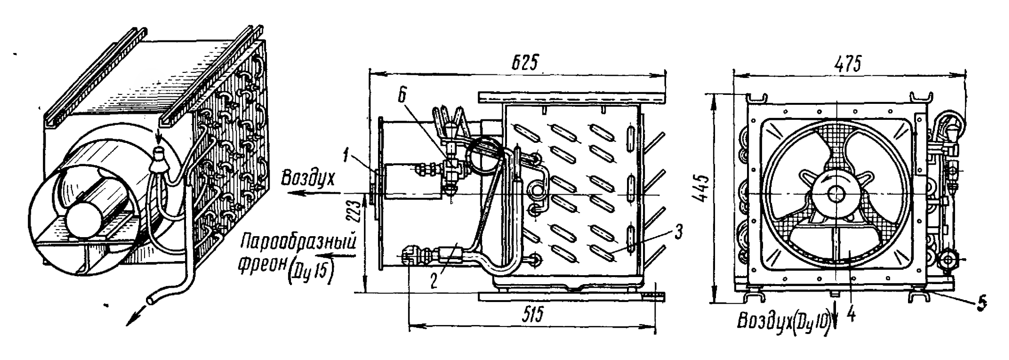


Рис. 118. Воздухоохладитель 2ВО9.

холодмашем. Воздухоохладитель (рис. 118) состоит из медных труб *3* (М3), расположенных в шахматном порядке, с алюминиевыми пластинчатыми ребрами, терморегулирующего вентиля *6* с распределителем фреона, кожуха, поддона *5* и вентилятора *4*. Вентилятор широколопастной К-95 (см. рис. 106, *б*) с трехфазным двигателем *1* и диффузором *2*. Аппарат изготовляют в двух модификациях — с электронагревателем для удаления инея (в обозначение этих воздухоохладителей включен индекс I) и без нагревателя — для камер с температурой не ниже 2°С. Количество нагревателей от 9 до 12, общая мощность от 2 до 6 кВт.

Аппарат состоит из трех секций, расположенных горизонтально вдоль потока воздуха, поэтому они работают в близких условиях. К поддону присоединяют трубу для отвода талой воды (на чертеже показан присоединительный патрубок).

Диаметр труб 12 × 1 мм, шаг труб в горизонтальном направлении 45 мм, в вертикальном — 39 мм. Номинальная мощность двигателя вентилятора 50 Вт, частота вращения 24 $с^{-1}$. У двух вертикальных рядов труб у входа воздуха, где иней оседает наиболее интенсивно, шаг ребер 10 мм, у остальных — 5 мм.

Основные технические характеристики воздухоохладителей 2ВО приведены в табл. 52.

Таблица 52

Воздухоохладители с пластинчатыми ребрами	Площадь наружной поверхности, м²	Холодопроизводительность[1]		Масса воздухоохладителя, кг	Габаритные размеры, мм		
		Вт	ккал/ч		высота	длина	ширина
2ВО7	6,5	815	700	24	465	555	445
2ВО9	9,6	1160	1000	29	465	630	445
2ВО14	13,6	1630	1400	41	465	555	765
2ВО20	20	2320	2000	48	465	630	765

[1] Холодопроизводительность приведена при температурном напоре 10°С.

В двух первых моделях установлен один вентилятор К-95 часовой производительностью 1000 м³, в остальных — по два таких вентилятора. Ранее был разработан воздухоохладитель ВО-8С с узколопастным вентилятором (рис. 119).

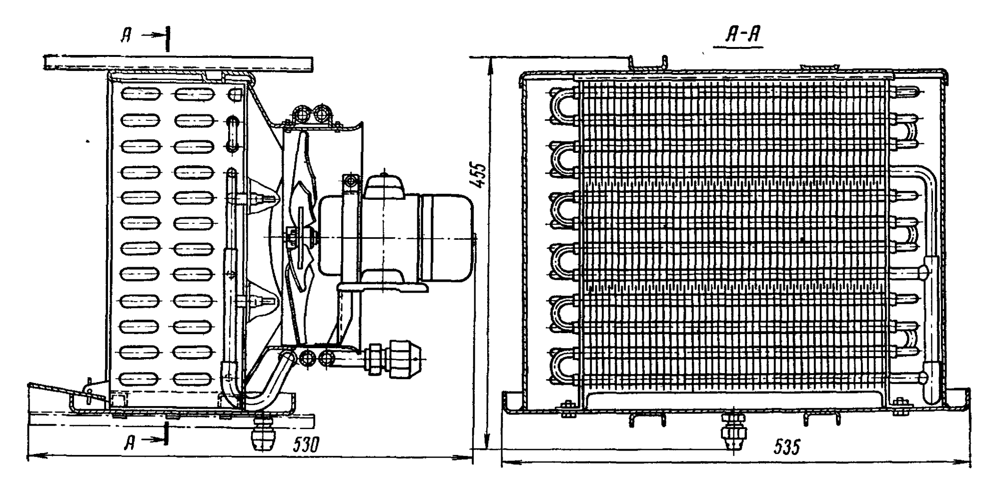


Рис. 119. Воздухоохладитель ВО-8С.

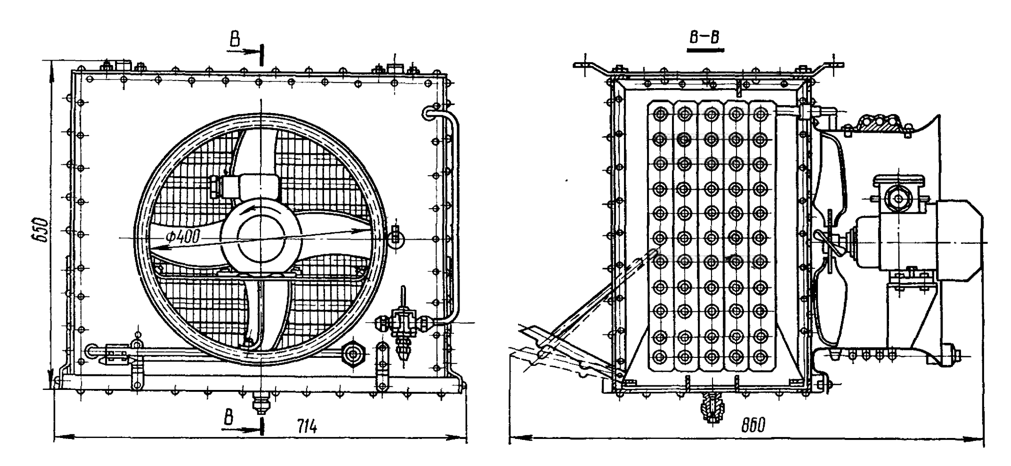


Рис. 120. Воздухоохладитель ВО-16.

Мелитопольский завод холодильных машин изготовляет модели 2ВО9 и 2ВО9-1, а также (вне ряда) ВО-16. Воздухоохладитель ВО-16 с площадью поверхности 16 м² (рис. 120) состоит из пяти последовательно соединенных секций по 11 труб. Из последней секции пар направляется в змеевик, навитый на входной патрубок вентилятора, где дополнительно нагревается. Габаритные размеры 860 × 714 × 650 мм. Мощность двигателя вентилятора 140 Вт.

Встроенные воздухоохладители для торгового оборудования и бытовых холодильников. Повышение тепловых нагрузок бытовых холодильников и торгового холодильного оборудования привело к распространению конструкций с воздухоохладителями.

В открытых прилавках Марийского завода торгового машиностроения воздух поступает по каналу вдоль стенки камеры в воздухоохладитель, расположенный под ее разборным дном, далее поднимается вдоль другой стенки и свободной струей проходит над открытым объемом к всасывающему каналу, образуя воздушную завесу [25]. Испаритель состоит из трех секций площадью поверхности по 17 м² из медных труб диаметром 18 × 1 с латун-

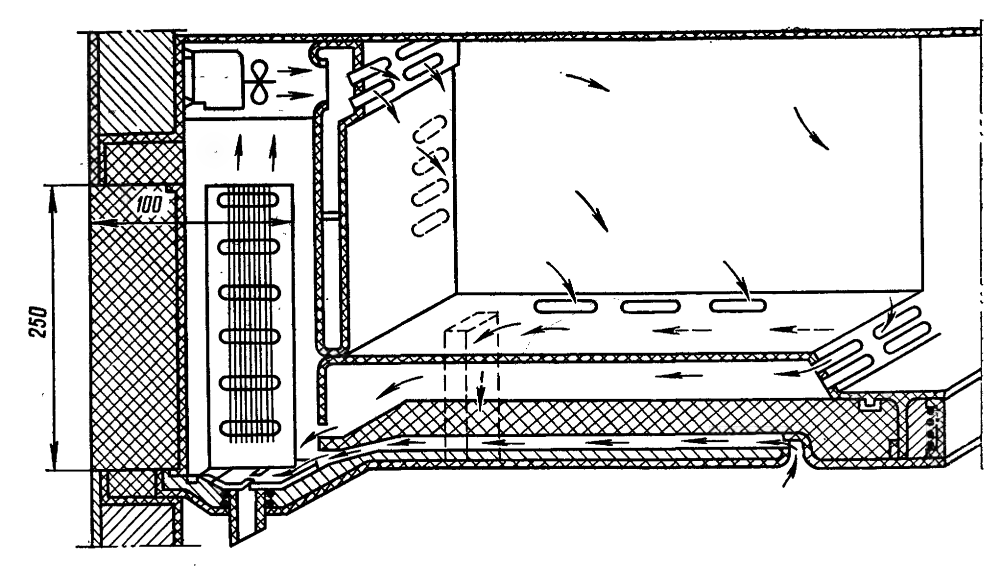


Рис. 121. Встроенный воздухоохладитель бытового холодильника.

ными ребрами 125 × 147 мм. У входа в аппарат шаг ребер 14, далее 10 и 8 мм. Габаритные размеры 1740 × 450 × 125 мм. Диаметр вентилятора 80 мм.

Воздухоохладитель площадью поверхности 0,5 $м^2$ двухкамерного бытового холодильника (рис. 121) также имеет вентилятор с рабочим колесом диаметром 80 мм (производительность 43 $м^3/ч$, скорость воздуха 2,1 м/с). Испарители этого типа обычно изготовляют из алюминиевых труб диаметром 6—8 мм с алюминиевыми ребрами толщиной 0,3 мм. Шаг ребер у входа в испаритель около 10 мм, а во второй (по ходу воздуха) половине аппарата — около 5 мм [12].

Воздухоохладители автономных кондиционеров. В аппаратах Домодедовского завода «Кондиционер» применяют накатанные алюминиевые трубы диаметром 17,5 × 5 мм с трапециевидными ребрами. Толщина труб после накатки 2 мм, толщина ребер у торца 0,5 мм, у основания 1,5 мм, высота 7,0 мм, шаг 3,6 мм. Площадь наружной поверхности трубы 0,611 $м^2$ на 1 м длины. Коэффициент оребрения 11,1, масса 1 $м^2$ поверхности равна 1,12 кг.

Число рядов труб по ходу воздуха от 4 до 12. Длину змеевика выбирают из условия поддержания скорости фреона в определенных пределах. Минимальная скорость, при которой все еще обеспечивается возврат масла в компрессор, обычно принимается равной 2 м/с. Допустимую максимальную скорость (при максимальных длине змеевика и его тепловой нагрузке) определяют из условий падения давления, которое при работе на фреоне-22 обычно не должно превышать 80 кПа, а на фреоне-12 — 50 кПа, чему соответствует снижение температуры на 4—5°С.

Отношение длины змеевика l к внутреннему диаметру трубы $d_{вн}$ принимают в зависимости от тепловой нагрузки $q_{вн}$ внутренней поверхности змеевика (табл. 53) [29].

Сопротивление калачей учитывают, считая каждый калач эквивалентным длине трубы, указанной ниже, в зависимости от внутреннего диаметра [162]:

d, мм	10	20	30	40	50
$l_{экв}$, м	0,4	0,55	0,85	1,3	2,0

Таблица 53

$q_{вн}$, Вт/м²	$l/d_{вн}$	
	Фреон-22	Фреон-12
1000	4000—5000	2500—3500
2000	2000—3000	1500—2000
5000	1000—1400	750—1000
10000	600—800	400—700
15000	400—700	300—500

Шаг труб и коэффициент оребрения воздухоохладителей кондиционеров выбирают в зависимости от того, насколько необходимо осушение воздуха. В аппаратах, предназначенных для интенсивного отвода влаги, принимают коэффициент оребрения до 12 мм и шаг труб диаметром 10—15 мм соответственно от 25 до 50 мм. Если осушение воздуха нежелательно, то коэффициент оребрения увеличивают до 25 мм и шаг труб до 70 мм [28, 32].

Воздухоохладители ведущих иностранных фирм изготовляют в потолочном, настенном и угловом исполнениях. Ряды аппаратов номинальной производительностью от 600 до 10 000 Вт (площадью поверхности от 4 до 12 м²) состоят из 10—15 моделей. Фирма «Контардо» (Италия)изготовляет воздухоохладители из алюминиевых труб диаметром 12 и 16 мм и ребер 120 × 120 мм. Шаг ребер 5; 7; 5/10 и 7/14 мм (в двух последних случаях чередуются ребра разной длины, поэтому у входа шаг ребер вдвое больше, чем у выхода).

Исследования воздухоохладителей

Исследования воздухоохладителей были проведены В. М. Шавра в лаборатории малых холодильных машин ВНИХИ [138, 141]. Были исследованы воздухоохладители ВО-8С (см. рис. 119) с большей и ВО-10 с меньшей осушающей способностью.

Основные характеристики воздухоохладителей приведены в табл. 54

Таблица 54

Характеристики	Воздухоохладители	
	ВО-8С	ВО-10
Площадь наружной поверхности, м²	9,4	9,65
Степень оребрения β	13,6	21,9
Шаг труб, мм	30×30	45×78
Диаметр труб, мм	12×1	12×1
Шаг ребер, мм	4	10—5
Масса, кг	40	33
Габаритные размеры, мм	570×500×470	475×700×460

Аппараты состоят из трех параллельных секций, расположенных горизонтально. Трубы медные (М3), ребра алюминиевые толщиной 0,4 мм. Шаг ребер на первых трубах ВО-10 по ходу воздуха 10 мм, на последующих — 5 мм.

Опыты проведены при температурах воздуха в камере —2,0 и +5°С и температурных напорах от 8 до 15°С.

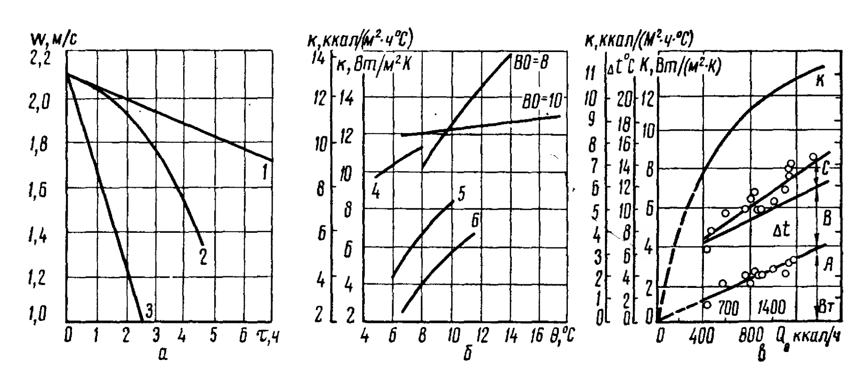


Рис. 122. Результаты испытаний воздухоохладителей:

а — падение скорости воздуха при оседании инея; *б*, *в* — зависимость коэффициента теплопередачи от температурного напора (*б*) и тепловой нагрузки (*в*).

Расход фреона измеряли ротаметрами, предварительно протарированными с помощью калориметра с вторичным холодильным агентом: ротаметром РС-3 — от 20 до 40 кг/ч; ротаметром РС-5 — от 40 до 100 кг/ч. Колебания расхода фреона за время опыта не превышали ±1%.

Тепловая нагрузка создавалась электронагревателями, расположенными по периметру камеры. Относительная влажность воздуха поддерживалась от 80 до 90% с помощью увлажнителя. Этот аппарат представляет собой бак с водой, в нижней части которого расположен электронагреватель, в верхней (над уровнем воды) — вентилятор. Электронагреватель автоматически поддерживал заданную температуру воды. Сухость пара фреона, выходящего из испарителя, определяли по тепловому балансу регенеративного теплообменника.

Скорость воздуха в узком живом сечении аппарата без инея была равна 3,5 м/с, во фронтальном сечении — 2,1 м/с. К концу опыта при температурном напоре 12°С и слабом обмерзании поверхности она уменьшалась примерно на 15% (рис. 122, *а*, кривая *1*), при температурном напоре 16°С у воздухоохладителя ВО-10 снижалась вдвое быстрее, а у ВО-8С — втрое быстрее (кривые *2* и *3*).

Коэффициент теплопередачи увеличивался с ростом температурного напора (рис. 122, *б*): у воздухоохладителя ВО-10 сравнительно медленно, у воздухоохладителя ВО-8С быстрей, что можно объяснить большей осушающей способностью последнего. Количество влаги, оседающей на поверхности ВО-10 при температурном напоре 10°С, составляло около 70 г/ч, тогда как у ВО-8С было примерно в 3,5 раза больше. На рис. 122, *б* показаны также коэффициенты теплопередачи воздухоохладителя площадью наружной поверхности 33,2 м² со степенью оребрения 23,7 и разными схемами соединения секций (линии *4*, *5*, *6*).

Результаты испытаний малого фреонового воздухоохладителя с коэффициентом оребрения 15, по данным Г. Лорентцена [209], показывают рост коэффициента теплопередачи с увеличением тепловой нагрузки (рис. 122, *в*). На графике представлен также общий температурный напор Δt, слагающийся из перепада температур: воздуха и наружной поверхности трубы *А*; внутренней стенки и кипящего фреона *В* и дополнительной разности температур, вызванной падением давления в испарителе *С*.

Исследование воздухоохладителей и конденсаторов кондиционеров с пластинчатыми ребрами было выполнено А. А. Гоголиным [28, 30] во ВНИХИ. В этих аппаратах поверхность ребер составляет 90—95% общей, поэтому теплообмен в основном зависит от характера течения воздуха

между пластинами. Влияние разности температур воздуха и стенок канала, а также изменения физических свойств воздуха мало (критерий Прандтля почти постоянен: Pr = 0,71 ± 0,005. В этом случае

$$\mathrm{Nu} = AB\,\mathrm{Re}^n \left(\frac{}{d_{экв}}\right)^m, \qquad \text{(VIII—1)}$$

где Nu, Re — критерии Нуссельта и Рейнольдса;
L — длина пластин (шаг труб) по ходу воздуха;
$d_{экв}$ — эквивалентный диаметр;
A, B, n, m — коэффициенты, зависящие от $\frac{L}{d_{экв}}$ и Re.

Для аппаратов с шагом ребер $S_р = 2 \div 5$ мм, диаметром труб $d_т = 10 \div 18$ мм, шагом труб по фронту $S_т = 9 \div 33$ мм, отношениями $\frac{S_т}{d_т} = 2 \div 3$, $\frac{S_р}{d_т} = 0{,}2 \div 0{,}3$, $\frac{L}{d_{экв}} = 5 \div 50$, $\mathrm{Re} = 500 \div 2500$ и коридорным пучком труб

$$n = 0{,}45 + 0{,}0075\,\frac{L}{d_{экв}};$$

$$m = -\frac{200}{\mathrm{Re}}.$$

Коэффициент A резко падает с увеличением длины ребер:

$L/d_{экв}$	5	10	20	30	40	50
A	0,41	0,33	0,20	0,12	0,080	0,048

Коэффициент B линейно снижается с ростом Re:

Re	500	1500	2500
B	1,24	1,00	0,76

Влияние Re на коэффициенты m и B взаимно уравновешивается, и обычно им можно пренебречь.

Эквивалентный диаметр

$$d_{экв} = \frac{2ab}{a+b},$$

где a, b — высота и ширина живого сечения канала (расстояние в свету между смежными трубами и ребрами).

При шахматном расположении труб коэффициент теплоотдачи увеличивается примерно на 10%.

Аэродинамическое сопротивление таких аппаратов Δp (Па), состоящих из z рядов труб, шириной B (мм),

$$\Delta p = A\,\frac{Bz}{d_{экв}}\,(w\rho)_у^{1,7}, \qquad \text{(VIII—2)}$$

где $0{,}07 \leqslant A \leqslant 0{,}11$ в зависимости от непараллельности ребер.

Исследование процесса оседания инея на воздухоохладителях этого типа, проведенное Б. К. Явнелем [156], показало, что между количеством инея и временем работы аппарата существует линейная зависимость.

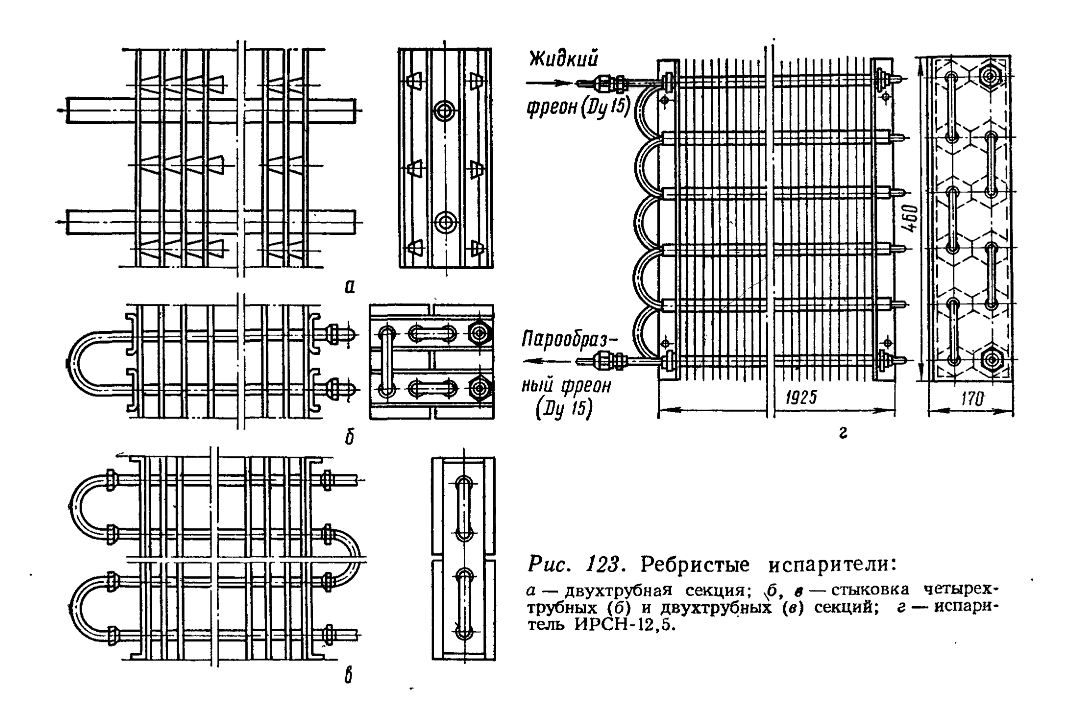


Рис. 123. Ребристые испарители:

а — двухтрубная секция; *б*, *в* — стыковка четырехтрубных (*б*) и двухтрубных (*в*) секций; *г* — испаритель ИРСН-12,5.

ИСПАРИТЕЛИ СО СВОБОДНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВОЗДУХА

Конструкции испарителей

Испарители со свободным движением воздуха изготовляют следующих типов: ребристые из круглых (медных, стальных или алюминиевых) труб с пластинчатыми или круглыми ребрами; листотрубные из сваренных или спаянных между собой алюминиевых или стальных листов с каналами для фреона; гладкотрубные из неоребренных труб. Два последних типа применяют в основном в низкотемпературном оборудовании.

Ребристые испарители. Аппараты типа И изготовляются ХЗХМ и РЗХМ из двухтрубных (рис. 123, *а*) и четырехтрубных элементов (секций); их соединяют по одной (рис. 123, *б*) или обеим (рис. 123, *в*) сторонам.

Трубы медные (М3) диаметром 12, 16, 18 и 20 мм, длиной от 0,3 до 1,7 м. Шаг труб от 30 до 90 мм, расположение коридорное. Ребра алюминиевые (АД-1Н) толщиной 0,5 мм, или латунные (Л62-Т-0,4) толщиной 0,4 мм, прямоугольные 160 × 60; 175 × 100; 225 × 140 мм и др. Шаг ребер от 8 до 16 мм. Испарители состоят из одного или двух рядов труб, собранных из 1, 2, ..., 10 элементов (секций). Расположение рядов горизонтальное или вертикальное.

Трубы гальванически цинкуют; ребра штампует из ленты и насаживает на трубы автоматический станок; контакт обеспечивается протяжкой стального шарика диаметром на 0,4 мм больше внутреннего диаметра труб. Медные калачи вставляют в разбортованную часть труб и припаивают. Ребра жесткости стальные толщиной 1—2 мм. После пайки испарители промывают, сушат при 120°С, проверяют на плотность давлением 1,6 МПа (16 кгс/см²).

Технические характеристики испарителей типа И представлены в табл. 55, более полные данные приведены в справочнике [50].

Камерные испарители (охлаждающие батареи). Испарители ИРСН для охлаждения стационарных камер (рис. 123 *г*) на предприятиях торговли и общественного питания изготовляются заводами «Искра» и МЗХМ.

Таблица 55

Модель	Площадь поверхности, м²	Количество			Габаритные размеры, м			Завод-изготовитель
		труб в секции	секций	рядов труб	длина	ширина	высота	
И70	1,4	2	1	1	0,70	0,06	0,160	ХЗХМ
И68	2,0	2	2	1	0,65	0,06	0,37	
И105	3,8	2	3	1	0,77	0,06	0,52	
И108	4,0	2	2	2	1,09	0,16	0,16	
И94	10,3	2	3	2	1,76	0,16	0,18	
И39	13,1	2	4	2	1,74	0,13	0,42	
И64	3,6	4	1	2	1,70	0,10	0,18	
И93	7,4	4	2	2	1,67	0,18	0,20	
161.00	3,7	4	1	2	1,70	0,10	0,18	РЗХМ
164.00	13,7	4	4	2	1,59	0,18	0,41	
ТМ8.6.0 20.019	3,1	2	6	1	0,90	0,05	0,53	Мархолодмаш
30.00/ ПВ-М	2,3	4	1	2	0,89	0,10	0,20	

Трубы медные диаметром 18 × 1 мм, ребра латунные с шагом 12,5 мм, трапециевидные, толщиной 0,4 мм. Во всех испарителях — два ряда по 6 труб; ширина аппаратов 160 мм, высота — 450 мм. Присоединительные штуцера имеют резьбу М27 × 2. Для крепления аппарата служат стальные ребра жесткости. Подобную конструкцию имеют испарители для провизионных камер судовых холодильных установок [50].

Технические характеристики испарителей ИРСН приведены в табл. 56.

Таблица 56

Испарители ИРСН	Площадь поверхности, м²	Длина, мм	Масса, кг
ИРСН-5	5,0	1000	18
ИРСН-7,5	7,5	1175	20
ИРСН-10	10,0	1550	29
ИРСН-12,5	12,5	1925	34
ИРСН-14	15,0	2300	40

В настоящее время установлен параметрический ряд испарителей, состоящий из аппаратов площадью поверхности 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0 м².

В иностранных испарителях применяются алюминиевые и медные трубы и алюминиевые ребра. Расположение труб — шахматное или коридорное. Фирма «Контардо» (Италия) изготавливает ребристые испарители площадью поверхности от 0,4 до 48 м² свыше 200 моделей из труб диаметром 10 и 16 мм, с шагом 30 × 60 и 60 × 100 мм, с ребрами 60 × 90; 55 × 140; 70 × 140; 100 × 140 мм. Шаг ребер 8; 15 и 30 мм. Длина труб от 0,4 до 3 м (через 0,2 м). Распространены модификации испарителей с трубчатыми электронагревателями для удаления инея.

Листотрубные испарители для торгового оборудования. Эти аппараты изготовляют из стальных листов толщиной 1 мм с каналами шагом t около 26 мм (рис. 124, *а*); листы цинкуют снаружи горячим способом [50].

Листотрубный испаритель льдогенераторов ЛГ-10М (рис. 124, *б*) представляет собой квадратный лоток площадью 0,24 м² с густой сеткой каналов для

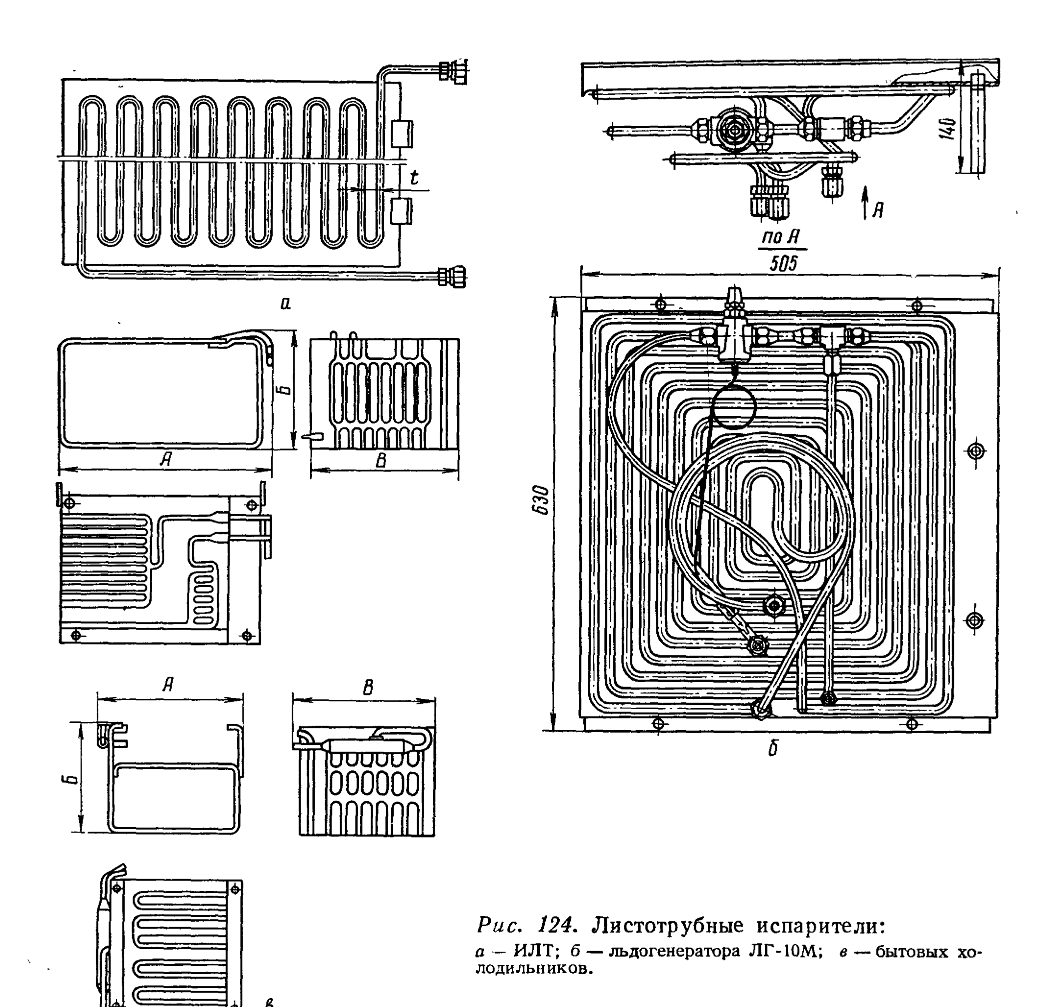


Рис. 124. Листотрубные испарители:
а — ИЛТ; *б* — льдогенератора ЛГ-10М; *в* — бытовых холодильников.

фреона. Испаритель состоит из листа коррозионностойкой стали толщиной 2 мм, к которому припаян медный змеевик диаметром 10×1 мм длиной 10 м.

Иногда листотрубным испарителям придают П-образную форму и таким способом делят объем низкотемпературной витрины на несколько частей. Размеры соединительных штуцеров: жидкостного М16 × 1,5, всасывающего М18 × 1,5 (иногда М16 × 1,5).

Трехслойные листотрубные испарители конструкции ВНИИторгмаша состоят из двух алюминиевых листов толщиной 0,8 и 1,0 мм и защитного стального листа (0,5 мм). Испаритель одновременно служит конструктивным элементом — стенкой камеры, охлаждаемой полкой.

Листотрубные испарители бытовых холодильников. Основной тип испарителей бытовых холодильников — алюминиевые листотрубные прокатно-сварные [65]. Внешний вид таких испарителей, изготовляемых в Советском Союзе, показан на рис. 124, *в*. Их габаритные размеры в зависимости от исполнения находятся в следующих пределах.

Исполнение	*А*	*Б*	*В*
1	от 335 до 420	от 140 до 196	от 285 до 400
2	от 175 до 470	от 120 до 244	от 270 до 384

Каналы большой длины на отдельных участках соединяют между собой, чтобы выровнять давление. У выхода, обычно на боковой стенке, делают частую сетку каналов, образующую дополнительную емкость для уменьшения скорости пара и отделения жидкости. В месте входа и выхода в верхней части испарителя приварены патрубки.

Прокатно-сварные испарители изготовляют из двух алюминиевых листов обычно толщиной по 3 мм. На очищенную поверхность одного из листов специальной краской наносят рисунок канала. Листы прокатывают, под действием давления они свариваются по всей поверхности, кроме мест, покрытых краской. После этого в каналы подают жидкость под давлением около 10 МПа и они приобретают нужную форму. Для сварки алюминиевого испарителя с медной трубкой используют предварительно сваренные встык отрезки алюминиевой и медной трубок.

Каналы испарителя иногда делают только с его наружной стороны — это улучшает контакт внутренней стенки с замороженным продуктом и облегчает удаление инея.

Алюминиевые испарители значительно дешевле в производстве, чем применявшиеся ранее стальные; для защиты от коррозии их анодируют и часто дополнительно покрывают защитным лаком.

Коэффициенты теплопередачи листотрубных испарителей находятся в пределах от 4 до 8 Вт/(м^2·К) при температурном напоре 10°С.

Гладкотрубные испарители. Испарители ИГТ торгового холодильного оборудования представляют собой змеевики из медных труб, подобные змеевикам листотрубных испарителей (см. рис. 124,*а*). Площадь поверхности от 0,3 до 1, 7 м^2.

Диаметры патрубков у большей части моделей М18 × 1,5 (в двух случаях М16 × 1,5).

В бытовых холодильниках гладкотрубные алюминиевые испарители применяются как дополнительные в некоторых двухкамерных моделях.

Аккумуляционные испарители. Аккумуляционные испарители авторефрижераторов и оборудования предприятий общественного питания состоят из двух листов, между которыми располагают медный змеевик. Пространство между листами заполнено эвтектическим раствором соли, обычно хлористого калия, или водным раствором этилового спирта. В аккумуляционной плите авторефрижератора ЛУМЗ использованы штампованные панели. Плита снабжена трубками, через которые вводится рассол и отсасывается вакуум-насосом воздух. После вакуумирования трубки запаивают.

Исследования испарителей

Испарители ИРСН были испытаны В. М. Шавра во ВНИХИ [138]. Испарители площадью наружной поверхности 13,1 м^2 состояли из медных труб диаметром 18 × 1 мм, с латунными и стальными ребрами толщиной 0,5 мм, шагом 12 мм, коэффициентом оребрения 11,3. При перегреве пара, равном 1°С, пар уносил 8% жидкости, тогда как из воздухоохладителя ВО (см. с. 228)— 10%; сухость пара $x = 1$ была в первом случае при перегреве 7°С, а во втором 12°С. Это объясняется резким отличием удельных тепловых нагрузок (800 и 1850 Вт/м^2).

При снижении перегрева выходящего пара коэффициент теплопередачи возрастает

$$k = k' - A(\Theta_и - 1), \qquad \text{(VIII—3)}$$

где k' — коэффициент теплопередачи при $\Theta_и = 1$.

В среднем при температурном напоре $\Delta t = 10$°С получено, что $A = 0{,}14$ и $k = 4{,}6$ Вт/(м^2·К).

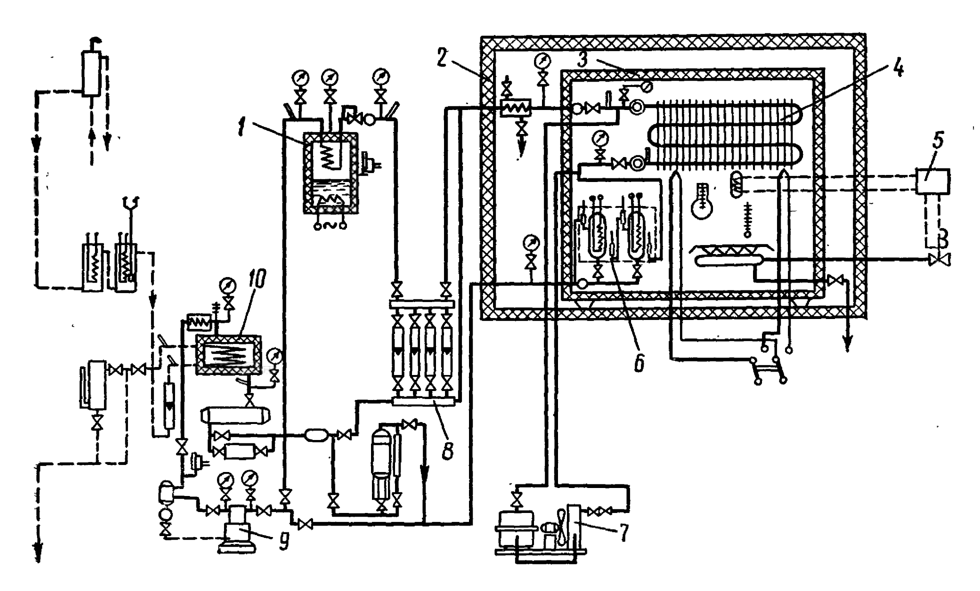


Рис. 125. Стенд для испытания испарителей.

Влияние перегрева пара в испарителе на работу холодильной машины можно оценить на основе следующего [166]. С увеличением перегрева заданная температура камеры может быть достигнута только при снижении температуры кипения t_0. Соответственно уменьшается холодильный коэффициент машины ε.

Для сохранения тепловой нагрузки $Q_и$ снижение коэффициента теплопередачи Δk должно сопровождаться повышением разности температур, которое можно найти из уравнения

$$Q_и = kF(t_в - t_0) = (k - \Delta k) F[(t_в - t_0) + \Delta t_0]. \qquad \text{(VIII—4)}$$

Отсюда

$$\Delta t_0 = (t_в - t_0) \frac{k}{1 - \Delta k}. \qquad \text{(VIII—5)}$$

Расчеты показывают, что с понижением коэффициента теплопередачи на 20% холодильный коэффициент машины с испарителем ИРСН-12,5 уменьшается примерно на 12%, а с воздухоохладителем ВО-8С — на 8%.

Исследование испарителей с прямоугольными ребрами было проведено Т. С. Гачиловым [20—23].

Стенд (рис. 125), разработанный под руководством автора, состоял из двух камер, покрытых тепловой изоляцией. Во внутренней камере был установлен испаритель *4*; в пространстве между внутренней *3* и внешней *2* камерами автоматически поддерживалась с помощью электрических нагревателей и холодильной машины заданная температура в пределах от 0 до 50°С. Этим обеспечивался приток тепла в холодильную камеру. Водяной пар в камеру подавался из бака с электрическим нагревателем, относительная влажность воздуха поддерживалась с точностью ±2% с помощью автоматического регулятора *5*.

Фреон из компрессора *9* поступал в водяной конденсатор *10* и далее через ротаметры *8* и регулирующий вентиль — в испаритель *4*. Сухость пара, выходящего из испарителя, определяли по тепловому балансу электрического калориметра *6*. Расход фреона измеряли по тепловому балансу конден-

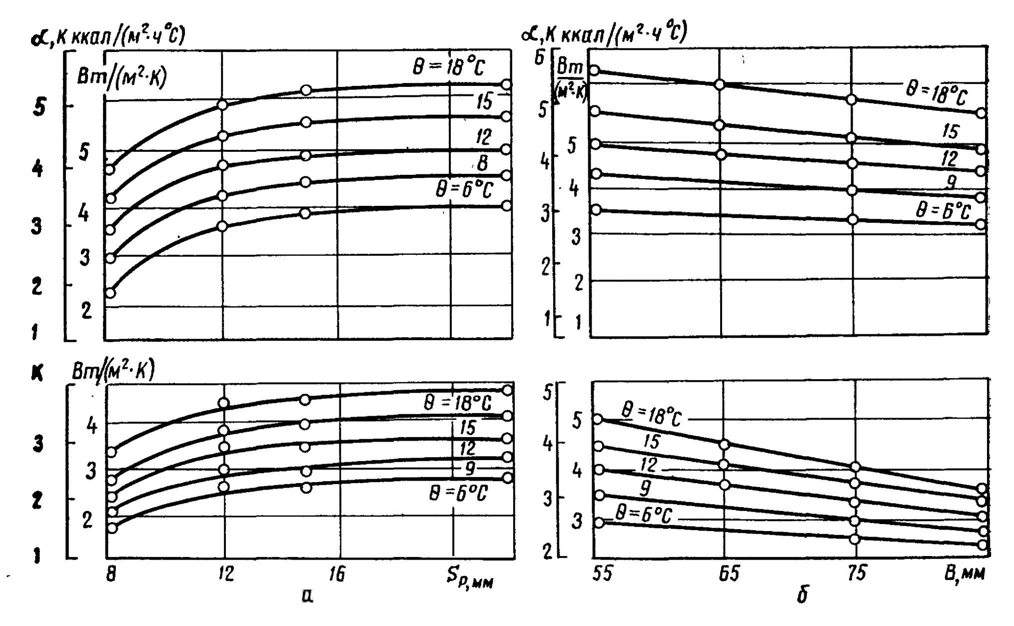


Рис. 126. Влияние шага (*а*) и высоты (*б*) ребер на коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи испарителей.

сатора, а также ротаметрами *8*, предварительно протарированными с помощью калориметра с вторичным холодильным агентом *1*. Частоту вращения компрессора регулировали так, чтобы получить необходимую производительность.

Температуру поверхности труб и ребер испарителя измеряли термопарами, давление — образцовыми манометрами.

Для оттаивания испарителя использовали вспомогательный компрессор *7*. При определении коэффициентов теплопередачи погрешность опытов не превосходила 7%.

Было испытано 11 моделей испарителей из труб наружным диаметром 16 мм с квадратными ребрами толщиной 0,5 мм, стороной ребра от 55 до 85 мм (высота от 19,5 до 34,5 мм). Число труб по высоте две, расположение труб коридорное. Материал труб — сталь, медь, ребер — латунь, сталь, алюминий. Шаг ребер от 8 до 22 мм; площадь поверхности испарителя: наружной от 5,9 до 20,5 м², внутренней от 0,43 до 0,87 м²; коэффициент оребрения от 10 до 25; общая длина труб от 19 до 21 м.

Температура воздуха от —16 до +2°С, кипения от —30 до —3°С, температурный напор от 6 до 18°С. Сухость пара фреона у входа в испаритель составляла от 14 до 20%, у выхода 95% и более. При расходе фреона от 4,8 до 32,1 кг/ч скорость его движения изменялась от 0,1 до 1,35 м/с, массовая скорость от 9 до 58 кг/(м²·с), удельные тепловые нагрузки внутренней поверхности от 180 до 1500, а наружной от 3 до 100 Вт/м³.

В результате проведенных исследований были получены данные, характеризующие влияние шага труб, перегрева пара, термического сопротивления между трубой и ребрами и других факторов на процесс теплопередачи.

Для определения *влияния шага ребер* на процесс теплопередачи были испытаны испарители с квадратными ребрами со стороной 75 мм, при температурах +3 и —16°С, температурных напорах от 6 до 18°С, без инея. Оказалось, что с ростом шага ребер от 8 до 12 мм коэффициенты теплоотдачи α

и теплопередачи k возрастают на 20—30% (рис. 126, *а*), после чего остаются почти постоянными.

Влияние высоты ребра было выявлено при испытаниях испарителей со стороной ребра от 55 до 85 мм, шагом 12 мм. С увеличением высоты ребра процесс теплопередачи становится менее интенсивным (рис. 126, *б*). При этом доля лучистого теплообмена составляет от 6 до 10% общего наружного теплообмена.

Для труб диаметром от 12 до 20 мм при шаге ребер 12 мм и более получена следующая зависимость коэффициента теплоотдачи $\alpha_в$ от размера квадратного ребра:

$$\alpha_в = A\,\Theta^{0.42}\,S_р^{0,1}\,B^{-0,28}, \qquad \text{(VIII—6)}$$

где Θ — температурный напор, °C; $\Theta = t_в - t_0$ ($t_в$ — средняя температура воздуха в помещении, °C; t_0 — средняя температура кипения, °C);
$S_р$ — шаг ребер, мм;
B — сторона ребра, мм;
A — коэффициент, значение которого зависит от температуры:

$t_в$, °C	3	—3	—9	—15
A	1,09	1,12	1,15	1,18

При перегреве пара у выхода из испарителя на $\Theta_и$, °C:

$$(\alpha_в)_и = \alpha_в - 0,07\,\Theta_и. \qquad \text{(VIII—7)}$$

Зависимость коэффициента теплопередачи от перегрева соответственно несколько слабей

$$(k)_и = k - 0,06\,\Theta_и. \qquad \text{(VIII—8)}$$

Термическое сопротивление контакта между трубой и ребрами характеризуется перепадом температур в месте контакта медных труб с алюминиевыми и латунными ребрами, который составляет около 3% от общего (с увеличением температурного напора на 1°C сопротивление растет на 0,15%); для стальных труб и стальных ребер без горячей оцинковки контактное сопротивление в 4 раза больше (около 12%) и увеличивается на 0,35% на 1°C перепада.

Для определения *влияния числа труб* по высоте на процесс теплопередачи [22] были испытаны следующие варианты (табл. 57).

Таблица 57

Число труб по высоте	Площадь поверхности, м²	Число труб по горизонтали	Число труб по высоте	Площадь поверхности, м²	Число труб по горизонтали
2	13,8	5	5	13,8	2
4	11,2	2	7	20,4	2

Испарители с площадью поверхности 13,8 м² длиной 1600 мм были изготовлены из медных труб диаметром 16 × 1 мм с латунными ребрами размерами (отнесенными к одной трубе) 75 × 75 × 0,5 мм. Расположение труб коридорное; шаг труб по горизонтали и вертикали 75 мм; шаг ребер 12 мм; температура в камере поддерживалась равной 3 ± 0,5°C, температуры кипения —6, —9, —12 и —15°C.

Далее один и тот же испаритель был испытан в трех положениях: как потолочный центральный (2 трубы по высоте), потолочный угловой (2 трубы по высоте) и пристенный (5 труб по высоте).

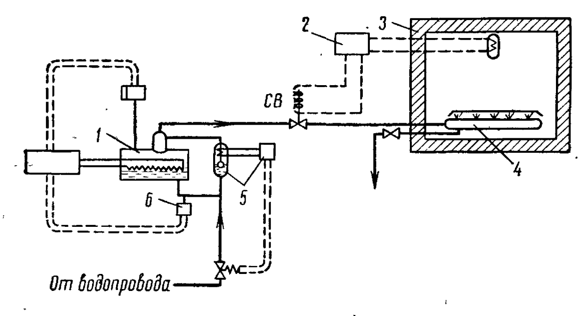


Рис. 127. Установка для увлажнения воздуха на испытательном стенде.

Кроме того, был испытан однорядный потолочный испаритель. Было установлено, что коэффициенты теплопередачи линейно растут с температурным напором. Так, у испарителя с 4 трубами по высоте при увеличении напора от 9 до 18°C величина k возрастает с 3 до 4 Вт/(м²·К).

С ростом числа труб n по высоте, как это было ранее установлено Д. М. Иоффе для камерных батарей [126], коэффициенты теплопередачи падают:

$$k = -an + b, \qquad \text{(VIII—9)}$$

где a, b — постоянные.

В данных опытах $a = 0,15$ Вт/(м²·К).

Аналогичные результаты были получены при определении влияния расположения испарителя в холодильном шкафу на его коэффициенты теплопередачи. Наиболее высокими коэффициенты теплопередачи оказались при центральном потолочном расположении.

Для определения *влияния инея на процесс теплопередачи* были проведены опыты с поддержанием в камере относительной влажности 73 и 80% при

Рис. 128. Изменение со временем толщины (*а*), массы (*б*), плотности (*в*) инея и коэффициента теплопередачи (*г*) испарителя.

температуре около 3°С и температурных напорах 12, 15 и 18°С. Для увлажнения воздуха использовалась установка (рис. 127), состоящая из закрытого сосуда *1* с нагревателем, в котором автоматическим регулятором *5* поддерживался заданный уровень. Реле давления *6* при избыточном давлении 200 кПа выключает нагреватель. Пар поступает в камеру *3* через перфорированные трубы *4*; над трубами установлены отбойники, а под ними — поддоны для конденсата. Относительная влажность поддерживается автоматическим регулятором *2* с точностью ±2%.

После каждого оттаивания испарителей (горячим паром из специального фреонового агрегата) взвешивали талую воду. Опыты показали, что на верхних и внешних кромках ребер — рис. 128, *а* — (кривые *1*) толщина слоя инея примерно в 2 раза больше средней (кривые *2*). Со временем масса $G_и$ и плотность ρ инея растут (рис. 128, *б*, *в*).

После того как иней закрывает промежутки между ребрами, коэффициенты теплопередачи резко падают (рис. 128, *г*).

ИСПАРИТЕЛИ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ И ТВЕРДЫХ ТЕЛ

Для охлаждения жидкостей в малых холодильных машинах применяют охладители нескольких типов. Змеевиковый испаритель (рис. 129, *а*), погруженный в охлаждаемую жидкость, наиболее простой конструкции, работает неинтенсивно, так как скорость охлаждаемой жидкости мала. В случае замерзания жидкости возможно повреждение змеевика. В испарителе с внешним змеевиком (рис. 129, *б*) условия теплопередачи несколько хуже, но нет опасности повреждения змеевика при замерзании жидкости.

Кожухотрубный испаритель (рис. 129, *в*) интенсивный, но более сложный в изготовлении; для его заполнения требуется больше холодильного агента. Двухтрубный испаритель (рис. 129, *г*) интенсивный, но его аккумулирующая способность мала, поэтому в ряде случаев холодильная машина с таким испарителем будет работать слишком короткими циклами.

В случае замерзания охлаждаемой жидкости во всех этих испарителях возможна авария фреоновой системы холодильной машины.

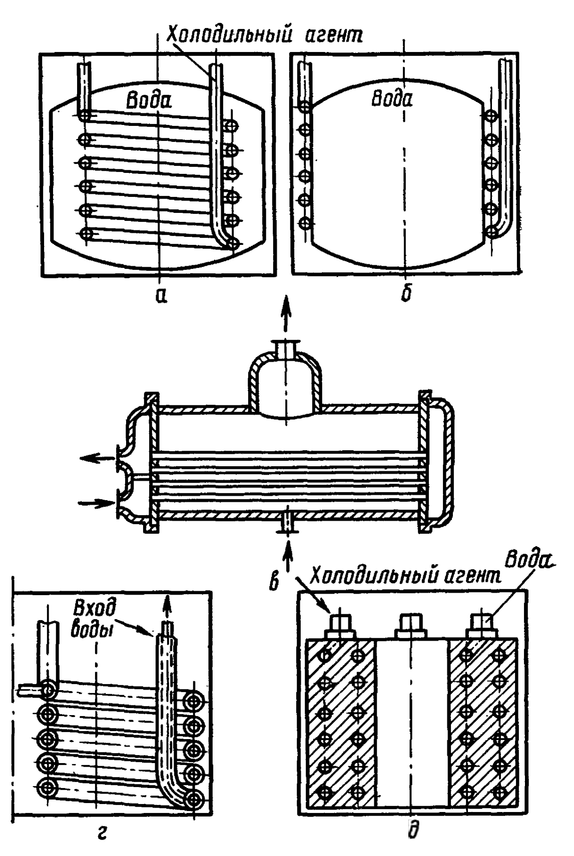


Рис. 129. Испарители для охлаждения жидкостей:

а — погружной змеевиковый; *б* — с внешним змеевиком; *в* — кожухотрубный; *г* — двухтрубный; *д* — змеевиковый с алюминиевой заливкой.

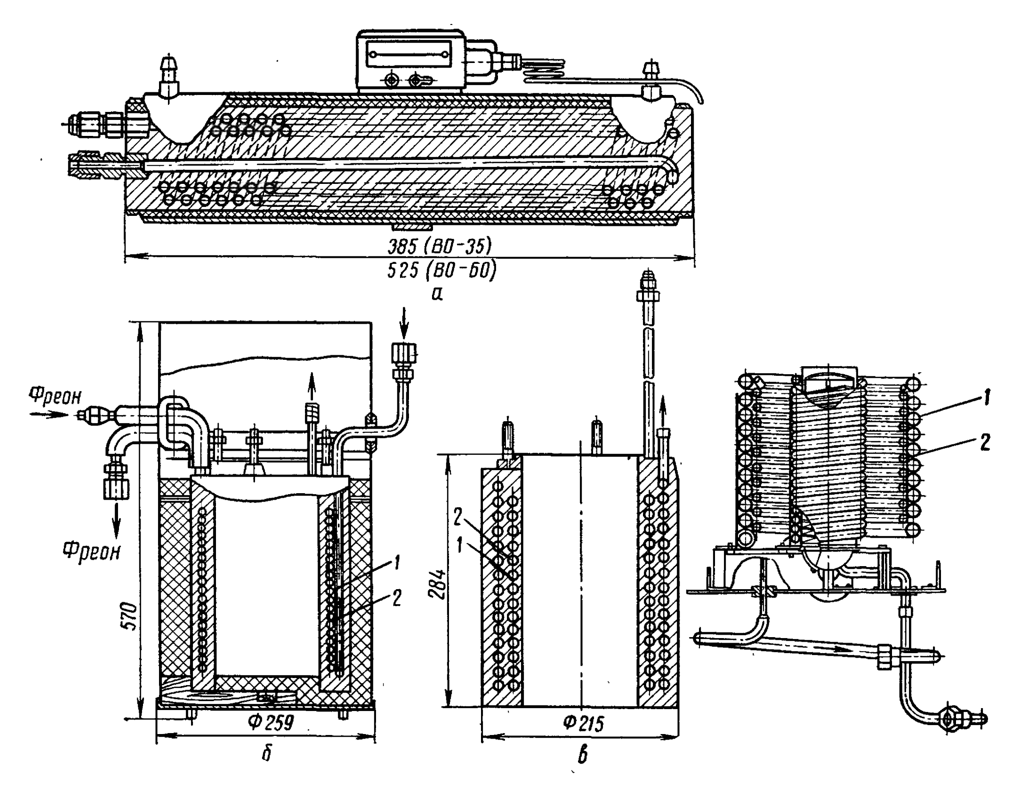


Рис. 130. Водоохладители:
а — ВО-35; *б* — СВ-1А; *в* — ЗС-1М; *г* — ВК-25М.

Змеевиковый испаритель с алюминиевой заливкой (рис. 129, *д*) — интенсивный аппарат с достаточно высокой скоростью жидкости. Масса алюминия обеспечивает необходимую теплоемкость системы. Повреждение змеевика с охлаждаемой жидкостью не вызывает аварии фреоновой системы. Наибольшее распространение в охладителях воды и напитков получили испарители этого типа.

Водоохладители автоматов для продажи газированной воды предназначены для охлаждения воды с 25 до 8—12°С. Водоохладители ВО-35 и ВО-60 (рис. 130, *а*) различаются лишь длиной. Аппарат состоит из двух соприкасающихся между собой змеевиков из труб диаметром 10 × 1 мм с алюминиевой заливкой. По наружному (латунному) змеевику проходит вода, по внутреннему (медному) — фреон.

В водоохладителе СВ-1А (рис. 130, *б*) водяной *1* и фреоновый *2* змеевики имеют одинаковый диаметр и расположены один над другим.

В водоохладителе ЗС-1М (рис. 130, *в*) водяной *1* и фреоновый *2* змеевики концентричны; между собой они не соприкасаются. Наружный диаметр обеих труб 12 × 1 мм.

Водоохладитель питьевой колонки ВК-25М (рис. 130, *г*) состоит из двух змеевиков без алюминиевой заливки. Фреоновый змеевик *2* (из медной трубы диаметром 10 × 1 мм) ввернут в водяной *1* (из латунной трубы диаметром 16 × 1 мм), после этого контакт между ними обеспечивается горячим цинкованием. Вода, поступающая из водопровода, предварительно охлаждается в результате теплообмена с водой, стекающей из колонки.

Некоторые технические характеристики этих водоохладителей приведены в табл. 58.

Таблица 58

Технические характеристики	ВО-35	ВО-60	СВ-1А	ЗС-1М	ВК-25М
Холодопроизводительность, Вт	800	1300	800	1700	500
Наружная поверхность змеевиков, м²					
фреонового	0,12	0,17	0,17	0,28	0,14
водяного	0,16	0,23	0,17	0,28	0,42

В холодильной машине МХУ-8С для охлаждения молока, изготовляемой объединением «Холодмаш», применен панельный (листотрубный) испаритель, установленный в баке-аккумуляторе. Испаритель состоит из десяти панелей размером 1250 × 610 мм, общей площадью поверхности 12 м². Фреон подается в испаритель через ТРВ снизу, пар выходит сверху. К баку, закрытому сверху стальным листом, присоединен центробежный насос производительностью 6 м³/ч. Машина работает в течение 5 ч, намораживая до 450 кг льда, после чего за 2 ч охлаждает 2000 кг молока с 36 до 7—8°С.

Для охлаждения твердых тел применяют листотрубные и аккумуляционные испарители.

ОПТИМИЗАЦИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Выбор *оптимальной скорости воздуха* в воздухоохладителе обусловлен как и в конденсаторе, двумя основными факторами: с одной стороны, при росте скорости повышается интенсивность аппарата (это позволяет повысить температуру кипения и улучшить характеристики машины); с другой — повышение скорости воздуха приводит к увеличению мощности, потребляемой вентилятором, что увеличивает эксплуатационные расходы. При этом также растет шум вентилятора.

Но в воздухоохладителе появляется дополнительный фактор, ограничивающий скорость воздуха. При увеличении мощности, потребляемой вентилятором, тепловой эквивалент его работы увеличивает тепловую нагрузку воздухоохладителя, поэтому, начиная с некоторого предела, повышение скорости приводит не к росту, а к падению холодопроизводительности [110].

Поэтому скорость воздуха в воздухоохладителях обычно принимают ниже, чем в конденсаторах той же производительности.

Оптимизация *скорости фреона* в испарителе была исследована А. А. Гоголиным во ВНИХИ [29]. С ростом массовой скорости при постоянной средней температуре стенки трубы $t_т$ средняя температура кипения t_0 повышается, но при этом растет падение давления и соответственно снижается давление всасывания.

Гидравлическое сопротивление, выраженное в температурном масштабе, с учетом условий теплового баланса, можно представить в виде функции тепловой нагрузки и массовой скорости

$$\Delta t_а = cq^{m-1} (w\rho)^{m+1}, \quad \text{(VIII—10)}$$

где q — удельная тепловая нагрузка внутренней поверхности;
c, m — коэффициенты.

Приняв линейную зависимость изменения температуры кипения по длине змеевика, можно найти массовую скорость, при которой разность тем-

пературы стенки и температуры кипения (с учетом падения давления) будет минимальной.

Падение давления Δp (Па) кипящего фреона в трубках испарителя

$$\Delta p = 7 \cdot 10^{-5} \frac{L}{d_{\text{вн}}} (qw\rho)^{0,9} . \qquad \text{(VIII—11)}$$

Это уравнение относится к опытам с кипением фреонов-12 и -22 в трубках с внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 8 \div 14$ мм и $L/d_{\text{вн}} = 170 \div 650$; длина прямых участков труб около 0,4 м.

Расчеты проведены для условий повышения сухости пара в испарителе на величину $x_2 - x_1 = 0,8$.

Было найдено, что оптимальные массовые скорости фреона находятся в пределах от 80 до 140 кг/(м²·с), несколько увеличиваясь с ростом тепловой нагрузки. Для фреона-12 оптимальная массовая скорость на 5—10% меньше, чем для фреона-22.

Из этих условий были определены оптимальные отношения $L_э/d_{\text{вн}}$, приведенные выше. Полученные данные хорошо согласуются с известными практическими рекомендациями [162].

Оптимальная *разность температуры* воздуха на входе в воздухоохладитель и температуры кипения зависит от типа оборудования: в торговых и транспортных малых холодильных установках от 8 до 10°С, в кондиционерах 10—15°С.

В результате увеличения разности температур сокращаются размеры аппарата, но ухудшаются энергетические характеристики машины, увеличивается усушка продуктов и отложение инея на испарителе.

Сочетание *оптимальных геометрических размеров* и скорости воздуха для воздухоохладителей со спиральными ребрами найдено в работе [59]. Программа расчета позволяет найти условия, при которых достигаются минимальные значения следующих характеристик аппарата: приведенных затрат, массы, объема и мощности, затрачиваемой на перемещение воздуха.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ИСПАРИТЕЛЕЙ

При отсутствии экспериментальных данных о коэффициенте теплопередачи его определяют на основании теории теплообмена [30, 110, 126] по уравнению

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{\text{н}} \xi E_{\text{р.а}}} + \sum \dfrac{\delta}{\lambda} + R_{\text{конт}} + R_{\text{ин}} + \dfrac{1}{\alpha_{\text{вн}} \beta}}, \qquad \text{(VIII—12)}$$

где $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к ребристой поверхности, Вт/(м²·К);
ξ — коэффициент влаговыпадения;
$R_{\text{ин}}$ — тепловое сопротивление инея, (м²·К)/Вт;
$\alpha_{\text{вн}}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему фреону, Вт/(м²·К).

Остальные обозначения — см. с. 211.

При расчете коэффициента теплоотдачи от воздуха в аппаратах с пластинчатыми ребрами пользуются уравнениями А. А. Гоголина (VIII—1) и (VIII—2); при расчете шахматных пучков применяют уравнения (VII—25) — (VII—29). В водоохладителях коэффициенты теплоотдачи определяют по известным уравнениям [110, 126].

Интенсивность процесса теплоотдачи при кипении фреонов в трубах зависит от их размеров и удельной тепловой нагрузки, скорости и свойств холодильного агента. При малых нагрузках и скоростях жидкость спокойно течет, испаряясь, по дну горизонтальной трубы, при этом тепло отводится

наименее интенсивно. В случае волнового течения, при котором жидкость периодически смачивает верхнюю часть трубы, испаритель работает лучше. Обычно змеевиковые испарители работают при интенсивном кипении, когда все их сечение заполнено вспененным фреоном (кроме участка у выхода из аппарата, где происходит перегрев пара).

Наличие во фреоне масла (до 8—12%) способствует образованию пены и улучшает процесс теплопередачи, но при дальнейшем повышении концентрации масла температура кипения масло-фреоновой смеси начинает возрастать и производительность испарителя падает.

При тепловых нагрузках, обычных для испарителей малых холодильных машин (до 4000 Вт/м²), средний коэффициент теплоотдачи $\alpha_{вн}$ [Вт/(м²·К)] от стенки к кипящему фреону можно определить по формулам:

для фреона-12

$$\alpha_{вн} = 1600\, w_0^{0,42}, \qquad (VIII—13)$$

для фреона-22 значения $\alpha_{вн}$ больше:

$$\alpha_{вн} = 2470\, w_0^{0,47}, \qquad (VIII—14)$$

где w_0 — скорость жидкости при входе в трубу, м/с.

Уравнения справедливы для скорости жидкости от 0,05 до 0,5 м/с.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Регенеративные теплообменники служат для выполнения следующих задач:

1. Улучшение характеристик термодинамического цикла холодильной машины, работающей на фреонах-12 и -502

2. Повышение рабочих коэффициентов компрессора.

3. Улучшение работы и уменьшение размеров дросселирующего устройства благодаря переохлаждению холодильного агента.

4. Повышение надежности компрессора путем устранения влажного хода (кроме тех случаев, когда это специально предусмотрено конструкцией машины).

5. Повышение эффективности работы испарителя путем снижения сухости выходящего из него пара.

Конструкции регенеративных теплообменников

Регенеративные теплообменники малых холодильных машин разделяются на двухтрубные, змеевиковые, кожухозмеевиковые, пластинчатые и комбинированные. Во всех регенеративных теплообменниках всасываемый пар и жидкость движутся противотоком.

Очень распространены двухтрубные теплообменники, состоящие из двух параллельных труб, плотно соединенных между собой (обычно с помощью пайки), либо расположенных одна в другой. Их изготовляют из гладких (рис. 131, *а*, *б*) или из оребренных труб (рис. 131, *в*). В машинах с коротким всасывающим трубопроводом капиллярную трубку навивают на всасывающую трубу.

В тех случаях, когда теплообменник предназначен только для испарения капель (при работе на фреоне-22) применяют гладкотрубные аппараты.

В ребристых двухтрубных аппаратах используют продольные или спиральные ребра со стороны пара; для улучшения теплоотдачи со стороны жидкости иногда применяют спиральные вставки.

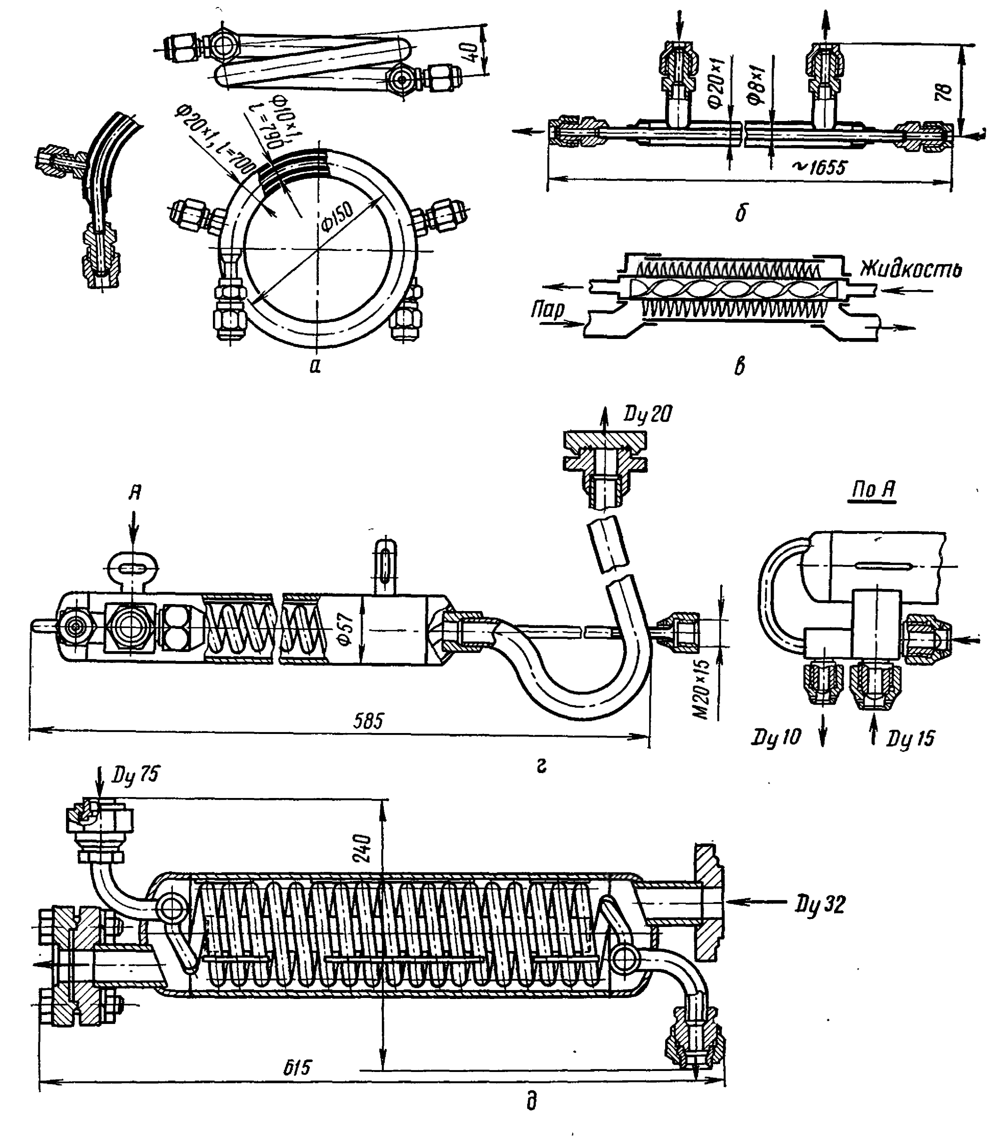


Рис. 131. Регенеративные теплообменники:
а, б — двухтрубные; *в* — двухтрубный ребристый; *г, д* — змеевиковые.

В змеевиковых регенеративных теплообменниках жидкостная труба, свернутая в змеевик, проходит внутри прямой паровой трубы (рис. 131, *г, д*). Змеевик обычно навивают на вытеснитель (вставка, уменьшающая сечение канала) для повышения скорости пара и интенсификации теплообмена. При наружном расположении змеевика плотность контакта достигается с помощью пайки или раздачи паровой трубы, а иногда заливки алюминиевым сплавом.

В установках больших размеров используют кожухозмеевиковые (в стальном кожухе которых параллельно установлено несколько змеевиков) и кожухотрубные теплообменники.

В пластинчатых теплообменниках жидкость и пар текут по плоским каналам, разделенным пластинчатыми перегородками. Эти аппараты компактны, но имеют большое гидравлическое сопротивление.

Регенеративный теплообменник часто компонуют в единый блок с холодильным оборудованием (шкафом, прилавком), иногда с агрегатом, ресивером, конденсатором, осушителем. Скорость пара в теплообменнике рекомендуют принимать от 2 до 6 м/с для обеспечения возврата масла.

Двухтрубные аппараты обычно изготовляют из медных труб, змеевиковые — из стальных наружных и медных внутренних, пластинчатые — из стального листа с медным покрытием.

Двухтрубные теплообменники. Несколько моделей регенеративных теплообменников этого типа (см. рис. 131, *а*, *б*) изготовляет ХЗХМ. Технические характеристики теплообменников ХЗХМ приведены в табл. 59.

Таблица 59

Технические характеристики	Модели		
	25.00	76.00	39.00
Площадь наружной поверхности, м²	0,066	0,022	0,034
Диаметр патрубков, мм			
жидкостного	8	8	10
парового	10	10	10
Габаритные размеры, мм			
длина	250	250	1564
ширина	170	170	78
высота	166	71	31
Масса, кг	2,8	0,9	1,4

Змеевиковые теплообменники ТФ. Эти регенеративные теплообменники Мелитопольского завода холодильных машин состоят из медного змеевика, расположенного в стальной трубе с двумя донышками (см. рис. 131, *г*, *д*). По змеевику проходит жидкий фреон, пар течет противотоком в межтрубном пространстве. Для повышения скорости пара в аппаратах больших размеров установлен вытеснитель. Характеристики регенеративных теплообменников ТФ, применяемых в малых машинах, приведены в табл. 60.

Таблица 60

Технические характеристики	ТФ-14с	ТФ-20М	$ТФ_{9}$-25	$ТФ_{2}$-32
Площадь наружной поверхности, м²	0,08	0,10	0,15	0,30
Диаметр патрубков, мм				
жидкостного	10	10	10	15
парового	15	20	25	32
Габаритные размеры, мм				
длина	520	600	590	615
ширина	57	140	125	240
высота	210	484	70	180
Масса, кг	6,5	6,5	7	15,5

Отношение площадей наружной и внутренней поверхности у всех рассмотренных гладкотрубных теплообменников находится в пределах от 1,2 до 1,3 мм. Диаметр медной трубы от 6 × 1 до 10 × 1 мм (в большинстве рассмотренных моделей).

В судовых установках применяют регенеративные теплообменники МТФ, по конструкции близкие к теплообменникам ТФ.

Намечено производство ряда регенеративных теплообменников с площадью поверхности 0,04; 0,056; 0,08; 0,112; 0,16; 0,224; 0,315; 0,45; 0,63; 0,9; 1,25; 1,8; 2,5 м² [110], а также ряда двухтрубных теплообменников из пяти основных моделей (табл. 61).

Таблица 61

Технические характеристики	РТ-3,5	РТ-9,5	РТ-23,5	РТ-60	РТ-150
Площадь поверхности, м²	0,038	0,094	0,22	0,63	1,41
Диаметр паровой трубы, мм	8×1	12×1	16×1	28×1,5	35×1,5
Длина паровой трубы, м	2	3	5	8	14
Диаметр жидкостной трубы, мм	6×1	8×1	10×1	10×1	18×1,5
Шаг витка, мм	60	80	100	100	150
Длина витка, м	2,5	3,8	6,4	12,5	20,9
Холодопроизводительность агрегата, Вт	250—550	600—1500	1600—3000	4000—8000	9000—11000

Исследования регенеративных теплообменников

Исследования регенеративных теплообменников змеевикового типа [110, 140] показали, что коэффициенты теплопередачи существенно зависят от сухости пара: в области сухого пара ($x = 1$) коэффициент теплопередачи примерно в 1,5 раза меньше, чем при $x = 0{,}86 \div 0{,}98$. Так, при массовой скорости 10 и 20 кг/(м²·с) коэффициенты теплопередачи регенеративных теплообменников ТФ-14 при $x = 1$ составляли около 90 и 130 Вт/(м²·К), а при $x \approx 0{,}9$ около 120 и 220 Вт/(м²·К). Для расчета подобных змеевиков обычно применяют уравнения для поперечного обтекания коридорного пучка труб, но в данном случае коэффициенты теплоотдачи оказались выше расчетных в среднем на 25—35%.

Исследование регенеративных теплообменников малых холодильных машин было проведено А. С. Крузе под руководством автора [66—68]. Стенд для исследования процесса теплоотдачи от потока жидкого фреона (рис. 132, *а*) состоял из конденсатора *1*, расположенного на высоте около 5 м, опытного теплообменника *3* и калориметра с вторичным холодильным агентом *4*. Теплообменник состоял из змеевика (труба диаметром 8 × 1 мм),

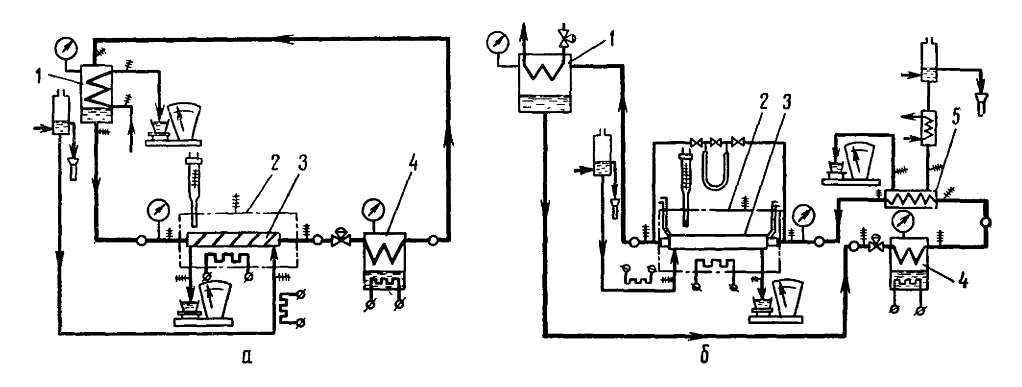


Рис. 132. Стенды для определения коэффициентов теплоотдачи жидкого фреона (*а*) и потока пара (*б*).

припаянного к трубе диаметром 12 × 1 мм. Трубы медные, шаг витков 50 мм, число витков 31. По центральной трубе протекала вода, температура которой измерялась ртутными термометрами с ценой деления шкалы 0,1°C. Расход жидкого фреона определяли по тепловым балансам конденсатора и опытного теплообменника.

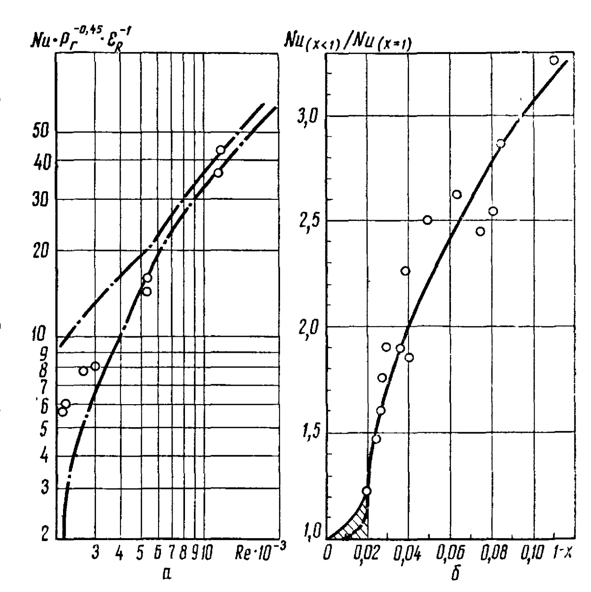


Рис. 133. Теплоотдача жидкого фреона (*а*) и влажного пара (*б*).

В опытах по определению коэффициента теплоотдачи потока пара (рис. 132, *б*) теплообменник состоял из внутренней гладкой медной трубы диаметром 12 × 1 мм, длиной 1,76 м и наружной трубы, по которой противотоком шла вода. В обоих случаях опытный теплообменник был расположен в воздушном термостате *2* и теплообмен между потоками жидкости и окружающим воздухом был пренебрежимо мал.

Для подачи капель жидкого фреона в паровой поток часть пара конденсировалась во вспомогательном водяном теплообменнике *5*. Гидравлическое сопротивление трубы потоку пара измерялось глицериновым дифференциальным манометром. Для снижения вязкости глицерина вокруг манометра поддерживалась температура воздуха 45—50°C.

Сухость пара определяли из тепловых балансов основного и вспомогательного теплообменников.

На рис. 133, *а* представлен коэффициент теплоотдачи от жидкого фреона-12 к стенке. В области развитого турбулентного режима экспериментальные данные хорошо совпадают с рассчитанными по известным уравнениям теплопередачи [91]. Границы возможных значений критериальных зависимостей показаны пунктиром.

Большой интерес представляют данные опытов в переходном режиме ($2000 < Re < 10\,000$). Существующие рекомендации, полученные на основе интерполяции известных данных для турбулентного и ламинарного режимов, ранее экспериментально не проверялись.

На основе опытов рекомендовано уравнение

$$Nu = 2{,}58 \cdot 10^{-4}\, Re^{1,28}\, Pr^{0,43}, \qquad \text{(VIII—15)}$$

где Nu, Re, Pr — соответственно критерии Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля.

Опыты проведены при средних температурах фреона от 19 до 24°C, тепловых нагрузках от 1100 до 3300 Вт/м², скорости фреона от 0,07 до 0,75 м/с.

При турбулентном течении сухого пара коэффициент теплоотдачи, как показали опыты, определяют на основании известной зависимости [91]

$$Nu = 0{,}023\, Re^{0,8}\, Pr^{0,4}\,. \qquad \text{(VIII—16)}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления в этом случае

$$\zeta = 0{,}2\,\mathrm{Re}^{-0{,}2}. \qquad \text{(VIII—17)}$$

Применение ленточного завихрителя не влияет заметно на теплоотдачу, но повышает гидравлическое сопротивление на 25%.

Содержание в паре 1,5—2% жидкости почти не влияет на коэффициент теплоотдачи, но гидравлическое сопротивление резко увеличивается.

При сухости пара от 0,9 до 0,98 (содержании жидкости до 11%) коэффициенты теплоотдачи выше, чем при $x = 1$ в отношении

$$(\kappa)_{x<1} = (\kappa)_{x=1}\left(1 + \sqrt{54(1-x) - 1{,}08}\right). \qquad \text{(VIII—18)}$$

При этом гидравлическое сопротивление возрастает не более чем на 10—15%. Опыты проведены при температуре пара фреона-12 от 26 до 49°С, тепловых нагрузках от 900 до 3500 Вт/м^2, скорости пара от 2,7 до 8,6 м/с, значениях критерия Прандтля от 0,77 до 0,85.

Опыты по определению влияния масла, содержащегося в паре, на процесс теплопередачи были проведены на стенде (рис. 134, *а*).

В первой серии опытов был установлен поршневой герметичный компрессор *4*. Концентрация масла соответственно составляла менее 1% (см. главу II). Расход фреона определялся калориметром *1* и конденсатором *3*.

Во второй серии опытов был установлен ротационный герметичный компрессор и концентрация масла поддерживалась с помощью дозирующего устройства в пределах от 1 до 9%.

С ростом концентрации масла увеличились коэффициенты теплопередачи теплообменников *2* (рис. 134, *б*), но вместе с тем и гидравлическое сопротивление потоку пара (рис. 134, *в*). При содержании масла во фреоне около 1% коэффициент теплопередачи практически оставался постоянным, но гидравлическое сопротивление увеличивалось вдвое. При повышении содержания масла от 1 до 10% коэффициенты теплопередачи возрастали на 5—15%, а гидравлическое сопротивление в 5—6 раз.

Опыты были проведены при температуре жидкости 25—35°С, пара 17—25°С, тепловых нагрузках от 700 до 2900 Вт/м^2, скорости пара 5—10 м/с, значениях критерия Re от 4 до 7·10^4. Погрешности при определении коэффициентов теплопередачи составляли до 14%, коэффициентов гидравлического сопротивления — до 20%.

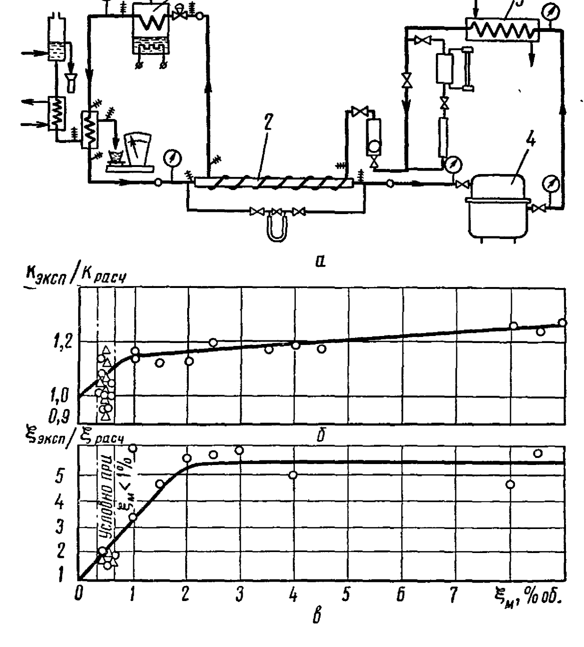


Рис. 134. Определение влияния капель масла в паре:

а — стенд; *б* — изменение коэффициентов теплопередачи; *в* — изменение гидравлического сопротивления.

Оптимизация регенеративных теплообменников

Оптимальную конструкцию регенеративного теплообменника выбирают с учетом нескольких факторов. В результате увеличения размеров теплообменника, работающего на фреонах-12 и -502, повышается перегрев всасываемого пара и соответственно улучшаются характеристики холодильной машины. С другой стороны, увеличение размеров теплообменника сопровождается ростом его гидравлического сопротивления, в результате чего падает давление всасывания и ухудшаются показатели работы холодильной машины.

В одном из американских исследований [54] сравнение работы на фреоне-12 машины без теплообменника (вариант А) и с регенеративными теплообменниками с различным падением давления дало следующие результаты (табл. 62).

Таблица 62

°C	$t_{км1}$, °C	Δp, кПа	$G_а$, кг/ч	ΔQ_0, %	t_0, °C	$t_{км1}$, °C	Δp, кПа	$G_а$, кг/ч	ΔQ_0, %
—18	—4	А	122	—	—12	18	7	149	+9
—18	18	0	119	+16	—12	18	21	136	+1
—18	18	7	113	+11	—12	18	35	123	—7
—18	18	21	101	0	—12	7	0	157	+6
—18	18	35	87	—12	—12	7	7	152	+3
—12	2	А	159	—	—12	7	21	139	—4
—12	18	0	154	+12	—12	7	35	125	—12

Холодильная машина работала с постоянными перегревом пара (8°С) и давлением у выхода из испарителя. Расход фреона (массовая производительность компрессора) при росте перегрева снижался, но количество тепла, отводимое каждым килограммом пара ($i_{км1}$— i_u), возрастало. При увеличении гидравлического сопротивления производительность теплообменника убывает. Как правило, в фирменных инструкциях рекомендуется сопротивление теплообменника принимать равным до 5 кПа.

Исследование вопроса о выборе оптимальных величин перегрева и падения давления в регенеративном теплообменнике было выполнено А. С. Крузе [67]. Влияние перегрева на теоретическую холодопроизводительность и холодильный коэффициент холодильной машины, как было показано в главе I,

$$\frac{Q_{о.\ рт}}{Q_0} = \frac{\varepsilon_р}{\varepsilon} = \frac{1+\bar{q}_{0р}\,\bar{\Theta}_р}{1+\bar{\Theta}_р}, \qquad \text{(VIII—19)}$$

где

$$\bar{q}_{0р} = \frac{c_р T_0}{q_0};$$

$$\bar{\Theta}_р = \frac{\Theta_р}{T_0}.$$

Безразмерная величина $\bar{q}_{0р}$ определяется по графику [67]. Индексом р обозначены характеристики машины с регенеративным теплообменником.

Влияние перегрева на показатели действительной машины, как было показано в главе II, можно охарактеризовать уравнением

$$\frac{Q_{0д}}{Q_0} = \frac{\varepsilon_д}{\varepsilon} = 1 + \alpha \Delta t_р .$$

На характеристики машины влияет также относительное падение давления Δp в регенеративном теплообменнике [67]

$$\overline{\Delta p} = \frac{\Delta p}{p_1}, \qquad \text{(VIII—20)}$$

где Δp — падение давления;

p_1 — давление всасывания в машине без регенеративного теплообменника.

С учетом влияния названных факторов можно определить общее влияние регенеративного теплообменника на тепловые и энергетические характеристики холодильной машины

$$\frac{Q_{0р}}{Q_0} = \frac{\varepsilon_{эр}}{\varepsilon_э} = \frac{1 + \bar{q}_{0р}\,\overline{\Theta}_р}{1 + \Theta_р}\,(1 + \alpha \Delta t_р)\,(1 - \Delta \bar{p}) . \qquad \text{(VIII—21)}$$

Величины $\overline{\Theta}_р$ и $\overline{\Delta p}$ можно выразить через степень регенерации

$$\varphi = \frac{\Delta i}{\Delta i_{max}}, \qquad \text{(VIII—22)}$$

где Δi, Δi_{max} — количество тепла, переданное соответственно в данном теплообменнике и в теплообменнике с бесконечно большой площадью поверхности.

Для дальнейшего расчета в качестве базового был выбран теплообменник со степенью регенерации 0,5, характеризуемый величинами $\overline{\Theta}_{р\,0,5}$ и $\Delta \overline{p}_{0,5}$. Тогда

$$\overline{\Theta}_р = f_1\left(\varphi,\ \overline{\Theta}_{р\,0.5}\right) \qquad \text{(VIII—23)}$$

и

$$\Delta \bar{p} = f_2\,(\varphi,\ m,\ c_p,\ c'), \qquad \text{(VIII—24)}$$

где m — отношение сопротивления трения базового теплообменника к сумме входного и выходного сопротивлений:

$$m = \Delta p_{0,5}\ /\ \Delta p_m; \qquad \text{(VIII—25)}$$

c_p, c' — теплоемкости пара и жидкости.

Отыскание максимума функций $\Theta_р$ и $\overline{\Delta p}$ было проведено на ЭВМ типа М-20 в следующем диапазоне параметров: $\bar{q}_{0р}$ — от 0,8 до 2,4; $\overline{\Theta}_{р0,5}$ — от 0,04 до 0,14; α — от 0,002 до 0,004; x — от 0,9 до 1,0; $\Delta \overline{p}_{0,5}$ — от 0,003 до 0,03; m — от 0 до 0,1; c_p/c' — от 0,5 до 0,7.

Расчеты показали, что влияние параметров m, c_p/c' и α на $Q_{опт}$ невелико (от 0,3 до 4% от среднего значения). Гидравлическое сопротивление базового теплообменника течению пара влияет на $Q_{опт}$ наиболее сильно. Наиболее выгодными в этом отношении являются теплообменники, у которых значения отношения коэффициента теплоотдачи со стороны пара $\alpha_п$ к коэффициенту гидравлического сопротивления потоку пара ζ больше.

Были проведены расчеты по сравнению отношений $\alpha_п/\zeta$ для плоских и пережатых труб, шахматных и коридорных пучков из гладких и ребристых труб, труб с пластинчатыми ребрами и др.

В результате расчетов установлено, что наиболее высокие значения отношения $\alpha_п/\zeta$ получены для гладкотрубных поверхностей. В остальных конструкциях эти отношения меньше на 20% и более.

В номинальном режиме работы среднетемпературных агрегатов при сухости пара $x = 1$ и степени регенерации $\varphi = 0,3 \div 0,8$ прирост холодо-

производительности и холодильного коэффициента составляет от 11 до 16%; при сухости пара 0,95 соответственно 15—20%, а при $t_0 = -25°C$, $t_к = 50°C$ — до 30—38% (при работе на фреоне-12).

Регенеративные теплообменники рассчитывают по общим уравнениям теплопередачи. Влияние наличия масла, а также жидкости в паре определяют по рис. 133 и 134

При расчете змеевиковых аппаратов вносятся уточнения в соответствии с результатами опытов, рассмотренных выше.

Глава IX. ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Малые холодильные (компрессорно-конденсаторные) агрегаты разделяются: по типу компрессора — на герметичные, бессальниковые, экранированные и открытые (сальниковые); по принципу работы компрессора — на поршневые и ротационные; по способу охлаждения конденсатора — на агрегаты с воздушным, водяным и комбинированным охлаждением; по диапазону температур кипения — на средне-, низко- и высокотемпературные; по холодильному агенту — на агрегаты, работающие на фреонах-12, -22 и -502; по типу дросселирующего устройства холодильной машины — на агрегаты для машин с автоматическим регулирующим вентилем и с капиллярной трубкой; по роду тока — на одно- и трехфазные.

Холодильный агрегат состоит из компрессора, электродвигателя, конденсатора, ресивера и автоматических приборов, смонтированных на общей раме. В герметичных и бессальниковых агрегатах электродвигатель компрессора встроенный, для привода вентилятора в агрегатах с воздушным охлаждением устанавливают отдельный электродвигатель. Комплект автоматических приборов, поставляемых с агрегатами, зависит от типа и размеров агрегата, способа охлаждения конденсатора, типа электродвигателя. В ресивере хранится запас фреона для компенсации утечек и собирается избыток жидкости при повышении тепловой нагрузки испарителя. Объем ресивера в агрегатах с открытым компрессором принимают около 3—4, в герметичных агрегатах для машин с ТРВ — около 2 $дм^3$ на холодопроизводительность ~1200 Вт (1000 ккал/ч); в агрегатах для машин с капиллярной трубкой ресивер не устанавливают.

В агрегатах с водяным конденсатором в качестве ресивера часто используют нижнюю часть конденсатора.

Наряду с малыми холодильными агрегатами широко распространены агрегатированные малые машины, поставляемые в виде законченного изделия, например автономные кондиционеры.

Крупносерийное производство фреоновых агрегатов в Советском Союзе было начато харьковским заводом «Механолит» — ныне Харьковский завод холодильных машин.

Было изготовлено более миллиона агрегатов ФАК, в значительной мере решивших проблему обеспечения холодильным оборудованием предприятий торговли и общественного питания [150].

Освоение производства герметичных агрегатов [45, 167] и повышение частоты вращения компрессора позволило достигнуть дальнейшего уменьшения массы и размеров агрегатов.

Совершенствование малых холодильных агрегатов ХЗХМ иллюстрирует табл. 63.

Таблица 63

Показатели	ФАК-0,7М	ФАК-0,7Е	ФГК-0,7	ВС 0,7~3	ВС0,7~3(2)
Холодопроизводительность[1]					
Вт	815	815	815	815	815
ккал/ч	700	700	700	700	700
Потребляемая мощность, Вт	520	520	430	430	435
Холодильный коэффициент	1,56	1,56	1,89	1,89	1,87
Уровень звуковой мощности, дБА	—	78	—	72	69
Масса, кг	92	77	54	50	44
Габаритные размеры, мм					
длина	680	580	570	600	500
ширина	490	445	423	410	405
высота	530	445	410	355	355
Частота вращения,					
c^{-1}	7,5	7,5	25	25	50
об/мин	450	450	1500	1500	3000

[1] При t_0=—15°С; $t_в$=20°С.

Агрегаты холодопроизводительностью от 4650 Вт (4000 ккал/ч) до 15 000 Вт (12 000 ккал/ч) работают на фреоне-12, с воздушным (тип АКВ) или водяным (тип АК) конденсатором, с открытым (сальниковым) или бессальниковым компрессором.

ГЕРМЕТИЧНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

ТИПЫ, ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Типы и основные параметры. Герметичные холодильные агрегаты малой холодопроизводительности по действующим стандартам изготовляют типа В — с воздушным конденсатором в трех исполнениях в зависимости от диапазона температур кипения (табл. 64).

Таблица 64

Обозначение агрегата	Исполнение агрегата	Диапазон температур кипения, °С
С	Среднетемпературное	От —25 до —10
Н	Низкотемпературное	От —40 до —25
П(В)	Высокотемпературное	От —10 до +10

Агрегаты с воздушным конденсатором проще в монтаже, дешевле в эксплуатации, для них не требуется охлаждающая вода, которая становится все более дефицитной, но они работают при более высоких давлениях конденсации, металлоемкость их выше, расход энергии больше, шум (в обычном варианте — с принудительным движением воздуха) — сильнее. Тем не менее преимущества воздушного охлаждения безусловно преобладают.

Номинальная холодопроизводительность агрегатов является основным параметром назначения. Параметрический ряд агрегатов выбран в соответствии с рядом герметичных компрессоров: это — 10-й ряд предпочтительных чисел, представляющий собой геометрическую прогрессию со знаменателем, равным 1,25.

В настоящее время вся техническая, в том числе нормативная документация составлена в технической системе; в обозначении агрегатов, по действующим стандартам, указана их производительность в тысячах килокалорий в час и, кроме того, род тока (трехфазный ~3; однофазный ~1). Так, обозначение агрегата ВС 0,45~3 означает: агрегат с воздушным охлаждением среднетемпературный холодопроизводительностью 450 ккал/ч (520 Вт), трехфазный.

В обозначение ротационных герметичных компрессоров входит буква р, например, агрегат ВПр 0,7 ~ 1.

Холодопроизводительность агрегатов указана при несколько иных условиях, чем холодопроизводительность компрессора. У компрессоров заданы температуры кипения, конденсации, всасывания, а также расчетная температура переохлаждения. У агрегатов приведены в номинальном режиме температуры кипения, окружающего воздуха или охлаждающей воды, всасывания, а также действительная температура переохлаждения.

Номинальная холодопроизводительность указана при следующих температурах фреона и окружающего воздуха (табл. 65).

Таблица 65

Исполнение агрегата	Температура, °С		
	кипения	всасывания	окружающего воздуха
С	—15	20	20
Н	—35	20	20
П (В)	5	20	30

В настоящее время ХЗХМ и РЗХМ изготовляют герметичные агрегаты с компрессорами с синхронной частотой вращения 25 $с^{-1}$, имеющие следующие основные параметры (табл. 66).

Таблица 66

Обозначение агрегата	Тип	Номинальная холодопроизводительность		Потребляемая мощность, кВт	Масса, кг
		Вт	ккал/ч		
Среднетемпературные					
ВСр 0,35~1А	Ротационный	405	350	0,28	33
ВС 0,45~3	Поршневой	525	450	0,27	38,5
ВС 0,55~3	»	640	550	0,35	44
ВС 0,7~3	»	815	700	0,43	47
ВС 1,1~3	»	1275	1100	0,65	57
Низкотемпературные					
ВН 0,22~3	Поршневой	255	220	0,30	40
ВН 0,35~3	»	405	350	0,42	47
ВН 0,55~3	»	640	550	0,62	59
Высокотемпературные					
ВПр 0,7~1	Ротационный	815	700	0,38	36
ВП 0,9~3	Поршневой	1050	900	0,43	46
ВП 1,1~3	»	1280	1100	0,52	56

Номинальные холодопроизводительность и потребляемая мощность даны при условиях, приведенных в табл. 65, и номинальном напряжении на клеммах встроенного электродвигателя.

Параметры агрегатов, приведенные в табл. 66, на 5—15% лучше, чем было предусмотрено ГОСТ 9834—61. Это достигнуто в результате большой научно-исследовательской и конструкторской работы.

Холодильный агрегат, как энергетическую машину, характеризует холодильный коэффициент агрегата

$$\varepsilon_{агр} = \frac{Q_0}{N_{э.\ агр}}, \qquad (IX—1)$$

где $N_{э.\ агр}$ — электрическая мощность, потребляемая агрегатом.

В агрегатах с конденсаторами с принудительным движением воздуха

$$\varepsilon_{агр} = \frac{Q_0}{N_э + N_{э.\ внт}}, \qquad (IX—2)$$

где $N_э$ — мощность, потребляемая электродвигателем компрессора;
$N_{э.\ внт}$ — электрическая мощность, потребляемая вентилятором.

Холодильный коэффициент агрегатов с водяным охлаждением выше (так как в них нет вентилятора и ниже температура конденсации), но больше эксплуатационные расходы.

Технические требования. Технические требования к герметичным агрегатам с компрессором с частотой вращения 25 $с^{-1}$ (1500 об/мин) приведены в ГОСТ 13369—67, а к агрегатам иных типов — в технических условиях.

Узлы агрегатов, работающие под давлением всасывания, должны сохранять прочность при избыточном давлении 2 МПа (20 кгс/см²), и плотность (при пробе воздухом) 1,6 МПа (16 кгс/см²), узлы агрегатов, работающие под давлением нагнетания фреона-22, проверяют на прочность давлением 3,2 МПа (32 кгс/см²) и на плотность — 2,5 МПа (25 кгс/см²). Значительно выше пробные давления на прочность для ресиверов: при работе на фреоне-12 принято давление 5 МПа (50 кгс/см²), а при работе на фреоне-22 еще выше— 6 МПа (60 кгс/см²), на случай выхода из строя вентилятора, обдувающего конденсатор. Агрегаты в сборе проверяют на плотность воздухом давлением 1,6 МПа (16 кгс/см²) и, кроме того,— давлением насыщенного пара фреона при 20°С.

Стандарт предусматривает, что основные модели агрегатов (исполнения ВС — среднетемпературные) и их модификации (исполнения ВН — низкотемпературные и ВП — высокотемпературные) должны иметь взаимозаменяемые конденсаторы, вентиляторы, диффузоры, ресиверы, фильтры, вентили на всасывающей и нагнетательной линиях.

Нормализованы резьбы всасывающих и нагнетательных трубопроводов: М12 × 1; М 14 × 1,5; М16 × 1,5; М18 × 1,5; М20 × 1,5; М24 × 2; М27× ×2; М33×2. В случае выпуска новых моделей агрегатов присоединительные размеры должны оставаться постоянными. Это устраняет трудности при их замене.

В агрегатах, предназначенных для машин с капиллярной трубкой, зарядка системы фреоном должна быть ограничена, поэтому из агрегата исключается ресивер. Это снижает массу и стоимость агрегата, но повышает требования к его плотности.

Технические требования к герметичным агрегатам с высокооборотными компрессорами (с частотой вращения 50 $с^{-1}$) отличаются от изложенных выше.

Основные изменения следующие. Максимальная температура окружающего воздуха установлена 45°С вместо 40°С (согласно ГОСТ 17240—71 повышена величина допустимого давления конденсации герметичных компрессоров с 50 до 55°С). Масса агрегатов уменьшена.

Компоновка агрегата влияет на удобство его обслуживания и ремонтопригодность. Герметичные агрегаты обычно встраивают в компактное машинное отделение прилавка или витрины. Для того чтобы механику было легче проверить работу и исправить дефекты, обслуживание агрегата (закрывание запорных вентилей, проверка и замена двигателя вентилятора, проверка проходных контактов компрессора) должно осуществляться с одной стороны. Снижение высоты встроенного агрегата позволяет лучше использовать объем оборудования. Для этого желательно, чтобы компрессор и конденсатор имели одинаковую высоту. Число секций конденсатора должно быть минимальным.

Комплекс названных конструктивных мероприятий дает большой эффект. Так, у агрегата ВС 0,45 ~ 3 по сравнению с агрегатом ФГК 0,45 удалось снизить массу на 18%, габаритный объем на 40%, высоту на 24%, сохранив холодопроизводительность, а также энергетические и акустические показатели [46].

КОНСТРУКЦИИ АГРЕГАТОВ

Агрегаты ФГК. Первыми отечественными герметичными агрегатами общего назначения были агрегаты ФГК 0,7 (рис. 135, *а*) и ФГК 0,45, разработанные ХЗХМ совместно с ВНИХИ [45, 54]. Это — среднетемпературные агрегаты номинальной холодопроизводительностью 815 и 525 Вт (700 и 450 ккал/ч) с поршневыми компрессорами. Холодильный агент — фреон-12.

Конденсаторы — из трех (ФГК 0,7) и двух (ФГК 0,45) одинаковых секций по 14 труб каждая, общей площадью поверхности 3,8 и 2,6 м^2. Вентилятор с шестью узкими лопастями, диаметром 260 мм. Ресивер горизонтальный, с сетчатым фильтром и механическим осушителем.

Агрегаты ВС, ВН и ВП. Эти герметичные агрегаты с поршневыми компрессорами с частотой вращения 25 с$^{-1}$ [46—49] имеют ряд отличий от предыдущих. Применен малошумный вентилятор К-95 с широкими лопастями и диффузором, обеспечивающий интенсивное охлаждение конденсатора и компрессора. Это позволило улучшить акустические характеристики агрегатов, понизить температурный уровень компрессоров и уменьшить размеры конденсаторов. Фильтр-осушитель находится вне ресивера; в комплект агрегатов входит отдельный фильтр-осушитель ФОС-40, который устанавливают при монтаже холодильной машины. Разъемные соединения заменены пайкой или сваркой (кроме мест присоединения монтажных труб), что уменьшило возможность утечек.

Применение интенсивного внешнего охлаждения герметичного компрессора потоком воздуха от конденсатора позволило в низкотемпературном агрегате ВН 0,35 ~ 3 вместо компрессора с мембраной, направляющей поток фреона в зазор между статором и ротором (для понижения температуры обмотки статора), применить компрессор без мембраны, более простой конструкции.

В агрегатах использованы вентиляторы с частотой вращения 23 с$^{-1}$: двух диаметров — 250 и 290 мм, с приводом от трехфазного двигателя АВ 041-4 номинальной мощностью 18 Вт и АВ 042-4 номинальной мощностью 30 Вт.

Плиты средне- и низкотемпературных агрегатов двух размеров: для агрегатов с одно- и двухцилиндровым компрессором.

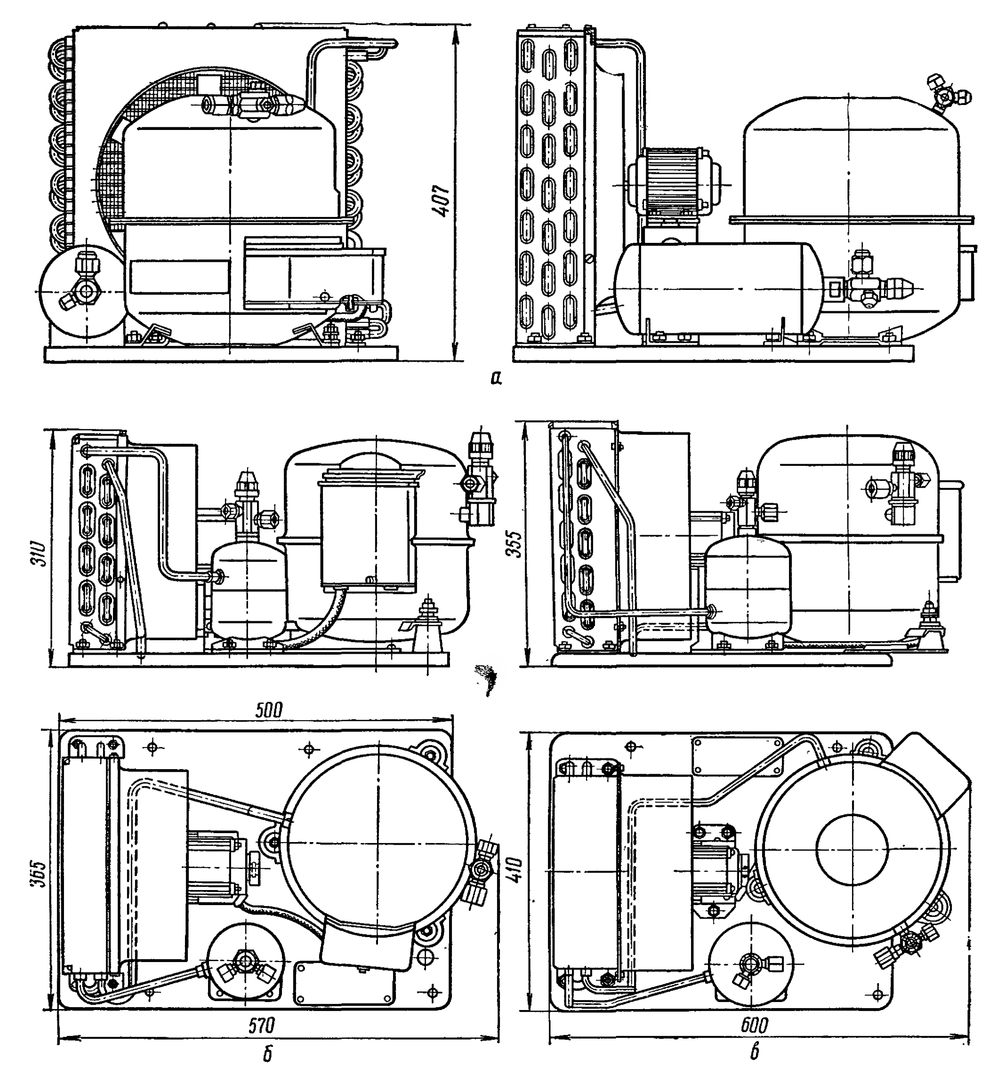


Рис. 135. Герметичные агрегаты ХЗХМ:
а — ФГК 0,7; *б* — ВС 0,45~3; *в* — ВС 0,7~3.

Среднетемпературные агрегаты предназначены для работы в диапазоне температур кипения от —25 до —10°С. Агрегат ВС 0,45 ~ 3 (рис. 135, *б*) имеет номинальную холодопроизводительность 525 Вт (450 ккал/ч) при $t_0 =$ $= -15°$С, $t_в = 20°$С (холодильный агент — фреон-12). Компрессор ФГ 0,45 ~ 3 одноцилиндровый, той же номинальной холодопроизводительности. Конденсатор — из двух секций по 10 труб площадью поверхности 1,9 м². Диаметр вентилятора 250 мм. Для машин с капиллярной трубкой изготовляют модификацию агрегата ВС 0,45К ~ 3.

Среднетемпературный агрегат ВС 0,55 ~ 3 имеет номинальную холодопроизводительность 640 Вт (550 ккал/ч). Компрессор ФГ 0,55 ~ 3 отличается от ФГ 0,45 ~ 3 ходом поршня (27 мм вместо 22 мм) и длиной пакета статора встроенного электродвигателя. Конденсатор состоит из трех секций по 10 труб.

Среднетемпературный агрегат ВС 0,7 ~ 3 (рис. 135, *в*) номинальной холодопроизводительностью 815 Вт (700 ккал/ч) — наиболее распространенный агрегат для торгового холодильного оборудования. Компрессор ФГ 0,7 ~ 3 двухцилиндровый. Конденсатор — из двух секций по 12 труб площадью поверхности 2,2 м². Диаметр вентилятора 290 мм.

Среднетемпературный агрегат ВС 1,1 ~ 3 номинальной холодопроизводительностью 1280 Вт (1100 ккал/ч) с двухцилиндровым компрессором ФГ 1,1 ~ 3. Конденсатор состоит из четырех секций по 12 труб.

Низкотемпературные агрегаты работают при температурах кипения от —40 до —25°С. Агрегат ВН 0,22 ~ 3 по внешнему виду не отличается от агрегата ВС 0,45 ~ 3. Номинальная холодопроизводительность 255 Вт (220 ккал/ч) при температуре кипения t_0 = —35°С и окружающего воздуха 20°С. Низкотемпературный агрегат ВН 0,35 ~ 3 полностью унифицирован с агрегатом ВС 0,7 ~ 3. Компрессор ФГН 0,28 ~ 3 имеет меньшую номинальную производительность, чем агрегат, но поверхность конденсатора относительно велика, поэтому у агрегата ВН 0,35 ~ 3 температура конденсации ниже, чем у других агрегатов. Низкотемпературный агрегат ВН 0,55 ~ 3 унифицирован со среднетемпературным ВС 1,1 ~ 3.

Высокотемпературный агрегат ВП 0,9 ~ 3 предназначен для работы в диапазоне температур кипения от —10 до +10°С. Этот агрегат унифицирован с агрегатами ВС 0,45 ~ 3 и ВС 0,7 ~ 3, у него такой же компрессор, как в первом, и такой же конденсатор, как во втором. Холодильный агент — фреон-12, номинальная холодопроизводительность 1050 Вт (900 ккал/ч) при t_0 = 5°С и $t_в$ = 30°С. Рама агрегата срезана под углом в связи с условиями монтажа в автомате для продажи газированной воды.

Ресиверы в герметичных агрегатах ХЗХМ — вертикальные, сваренные из двух стальных штампованных частей. К верхнему донышку приварен запорный вентиль с сетчатым фильтром. Емкость и размеры этих ресиверов указаны в табл. 67.

Таблица 67

Агрегаты	Емкость ресивера, дм³	Диаметр и длина ресивера (с вентилем), мм
ВС 0,45~3; ВС 0,55~3; ВН 0,22~3;	0,9	108×246
ВН 0,35~3; ВН 0,55~3 ВП 0,9~3; ВС 0,7~3	1,4	122×272
ВС 1,1~3, ВП 1,1~3	2,2	141×295

Запорные вентили состоят из стальных корпуса и шпинделя с коническим клапаном. Для уплотнения шпинделя служат резиновые кольца. Вентили компрессора имеют два запорных конуса: один из них запирает выход в трубопровод; второй — к служебному штуцеру для технологических операций (осушки, вакуумирования, зарядки), а также для присоединения манометров.

Все герметичные агрегаты ХЗХМ комплектуют электрическими щитами Щ-11 с магнитным пускателем П6-121 и автоматическим выключателем АЕ-2036, предназначенными для включения в трехфазную сеть напряжением 380 В. Если требуется включить агрегат в сеть напряжением 220 В, заменяют выключатель АЕ и катушку магнитного пускателя (раньше поставляли щит Щ-10 с автоматическим выключателем АП50-3МТ, который можно было отрегулировать на 380 и 220 В).

Характеристики агрегатов ХЗХМ показаны на рис. 136. При повышении температуры окружающего воздуха и неизменной температуре кипения

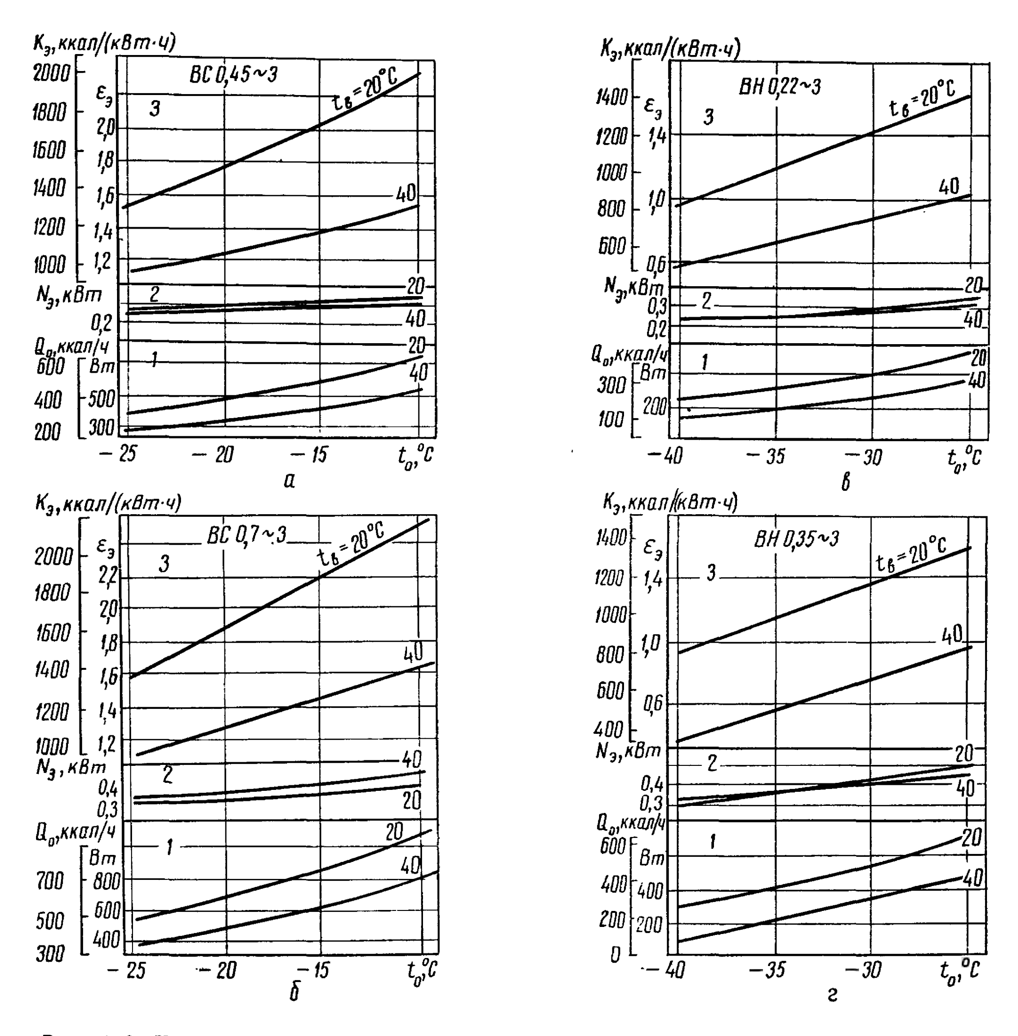


Рис. 136. Характеристики герметичных агрегатов:

а — ВС 0,45~3; *б* — ВС 0,7~3; *в* — ВН 0,22~3; *г* — ВН 0,35~3 (*1* — холодопроизводительность; *2* — потребляемая мощность; *3* — холодильный коэффициент).

холодопроизводительность среднетемпературных агрегатов снижается на 1,2—1,4% на 1°С, мощность повышается примерно на 0,5%, холодильный коэффициент падает примерно на 1,5% (в меньшей мере, чем изменяются характеристики компрессора).

Агрегаты ВСр и ВПр с ротационным компрессором. РЗХМ изготовляет среднетемпературный агрегат ВСр 0,35 ~ 1А и высокотемпературный агрегат ВПр 0,7 ~ 1А с компрессором ФГр 0,35 ~ 1А. У этих агрегатов [24] компрессор с однофазным электродвигателем, частота вращения 25 $с^{-1}$ (1500 об/мин); холодильный агент — фреон-12.

Среднетемпературный агрегат ВСр 0,35 ~ 1А (рис. 137, *а*) имеет номинальную холодопроизводительность 405 Вт (350 ккал/ч). Конденсатор состоит из двух секций по 8 труб, общей площадью поверхности 1,49 $м^2$. Диаметр вентилятора К-95 равен 250 мм, двигатель вентилятора однофазный конденсаторный АВЕ-042-4. Агрегат подключается к сети напряжением 220 В вилкой с заземляющим контактом. Характеристики агрегата показаны на

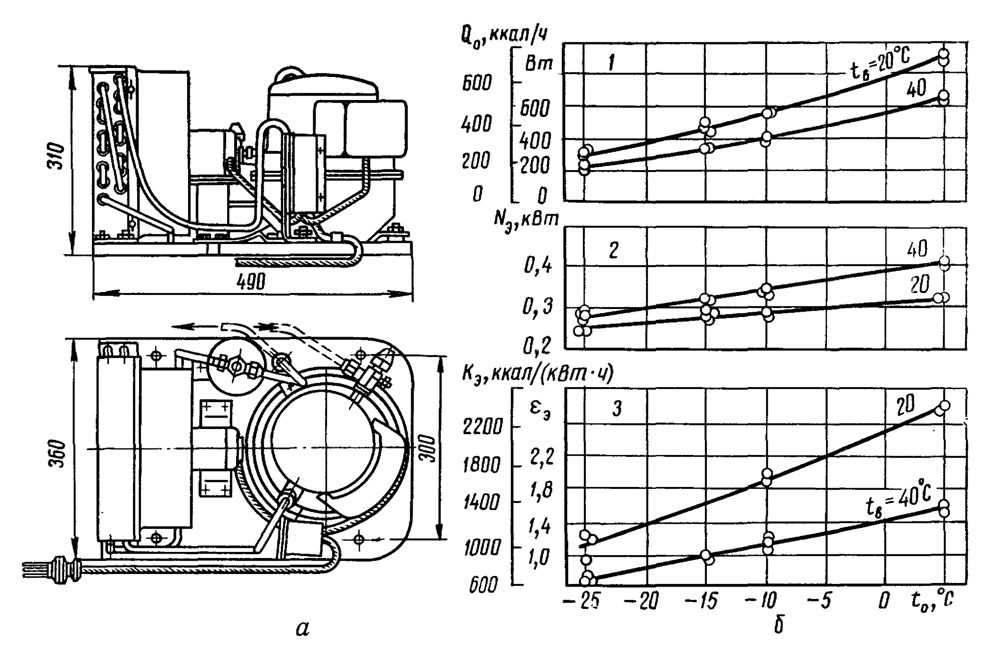


Рис. 137. Ротационный герметичный агрегат ВСр 0,35 ~ 1А:
а — общий вид; *б* — характеристики (*1* — холодопроизводительность; *2* — потребляемая мощность; *3* — холодильный коэффициент).

рис. 137, *б*. При повышении температуры воздуха холодопроизводительность и потребляемая мощность изменяются (примерно так же, как в агрегатах ВС с поршневым компрессором). Температура обмоток встроенного электродвигателя в номинальном режиме немного больше 80°С. При повышении температуры воздуха на 1°С температура обмотки растет на 1,25°С.

Высокотемпературный агрегат ВПр 0,7 ~ 1А отличается от агрегата ВСр 0,35 ~ 1А тем, что конденсатор состоит из трех секций по 8 труб, общей площадью поверхности 2,2 м^2. Диаметр вентилятора К-95 также 250 мм.

Холодопроизводительность агрегата 815 Вт (700 ккал/ч) при температуре кипения 5°С, окружающего воздуха 30°С.

Корректированный уровень звуковой мощности в номинальном режиме герметичных агрегатов ВС 0,45 ~ 3, ВС 0,55 ~ 3, ВН 0,22 ~ 3 с поршневыми одноцилиндровыми, а также ВСр 0,35 ~ 1А и ВПр 0,7 ~ 1А с ротационными компрессорами с частотой вращения 25 с$^{-1}$ (1500 об/мин) и вентилятором диаметром 250 мм составляет 65—67 дБА; поршневого агрегата ВС 0,7 ~ 3 с двухцилиндровым компрессором и вентилятором диаметром 290 мм 72 дБА; агрегата ВС 1,1 ~ 3 — 74 дБА [119]. Технические характеристики агрегатов ХЗХМ и РЗХМ с компрессорами с частотой вращения 25 с$^{-1}$ приведены в табл. 68.

Герметичные агрегаты для стран с тропическим климатом и южных районов СССР. Герметичные агрегаты ВС и ВП, предназначенные для работы в условиях умеренного климата, можно использовать в тропических условиях при температуре окружающего воздуха до 55°С. По конструкции они не отличаются от агрегатов в обычном исполнении. Различие заключается только в окраске, отделке и материалах наружных деталей. Комплектующие изделия (кроме встроенных электродвигателей) применяют в тропическом исполнении. Агрегаты для условий тропического климата обозначают так же, как и агрегаты в обычном исполнении, но добавляя букву Т.

Показатели	ВСр 0,35 ~1А	ВС 0,45~3	ВС 0,55 ~3	ВС 0,7 ~3	ВС 1,1 ~3
Исполнение	Среднетемпературное				
Холодильный агент	Фреон-12				
Смазочное масло	ХФ-12-18				
Холодопроизводительность,					
Вт	405	525	640	815	1280
ккал/ч	350	450	550	700	1100
Марка компрессора	ФГр 0,35~1	ФГ 0,45~3	ФГ 0,55~3	ФГ 0,7~3	ФГ 1,1~3
Мощность встроенного двигателя, кВт	0,2	0,25	0,37	0,37	0,55
Площадь поверхности конденсатора, м^2	1,5	1,9	2,8	2,2	4,4
Диаметр колеса вентилятора, мм	250	250	250	290	290
Мощность двигателя вентилятора, Вт	18	18	18	30	30
Емкость ресивера, дм^3	—	0,9	0,9	1,4	2,2
Зарядка фреона, кг	0,5	1,4	1,4	2,0	2,5
Зарядка масла, кг	1,0	2,4	2,4	2,7	2,7
Габаритные размеры, мм					
длина	490	570	595	600	650
ширина	365	365	365	410	415
высота	310	310	310	355	355

Примечание. Потребляемая мощность в номинальном режиме и масса агрегатов

Холодопроизводительность агрегатов, используемых в условиях высоких температур окружающего воздуха, определяют по данным табл. 69.

Таблица 69

Агрегат	Холодопроизводительность при температуре воздуха (°С) у входа в конденсатор							
	20		40		45		55	
	Вт	ккал/ч	Вт	ккал/ч	Вт	ккал/ч	Вт	ккал/ч
ВС 0,28; ВС 0,28-Т	325	280	235	200	220	190	175	150
ВС 0,35; ВС 0,35-Т	405	350	300	260	270	230	220	190
ВС 0,45; ВС 0,45-Т	525	450	385	330	350	300	280	240
ВС 0,55; ВС 0,55-Т	640	550	465	400	430	370	335	290
ВС 0,7; ВС 0,7-Т	815	700	595	510	550	470	430	370
ВС 0,9; ВС 0,9-Т	1050	900	770	660	700	600	560	480
ВС 1,1; ВС 1,1-Т	1280	1100	930	800	850	730	675	580
ВС 1,4; ВС 1,4-Т	1530	1400	1190	1020	1080	930	860	740
ВС 1,8; ВС 1,8-Т	2100	1800	1540	1320	1390	1200	1120	960
ВС 2,2; ВС 2,2-Т	2570	2200	1860	1610	1700	1460	1360	1170
ВС 2,8; ВС 2,8-Т	3260	2800	2390	2050	2150	1860	1740	1490

Отечественное торговое холодильное оборудование обычного исполнения рассчитано на работу при температуре окружающего воздуха до 32°С. Чтобы использовать такое оборудование в южных районах СССР (Закавказье, Средняя Азия), для его охлаждения применяют агрегаты общего назначения, холодопроизводительность которых в 1,5 раза выше, чем агрегатов для оборудования сбычного использования.

Таблица 68

ВН 0.22 ~3	ВН 0,35 ~3	ВН 0,55 ~3	ВПр 0,7 ~1А	ВП 0,9~3	ВП 1,1~3
Низкотемпературное Фреон-22 ХФ-22с-16			Высокотемпературное Фреон-12 ХФ-12-18		
255	405	640	815	1050	1280
220	350	550	700	900	1100
ФГН 0,22~3	ФГН 0,28~3	ФГН 0,55~3	ФГр 0,35~1	ФГ 0,45~3	ФГ 0,55~3
0,37	0,37	0,55	0,25	0,25	0,37
1,9	2,2	3,3	2,2	3,3	4,4
250	290	290	250	290	290
18	30	30	18	30	30
0,9	1,4	1,4	—	1,4	2,2
1,0	1,3	1,6	0,5	1,2	2,5
2,4	2,7	2,7	1,0	2,4	2,4
570	600	600	520	600	650
365	410	410	370	400	415
310	355	400	310	355	355

указаны в табл. 66.

Герметичные агрегаты ХЗХМ и РЗХМ с высокооборотными компрессорами. Параметрический ряд герметичных агрегатов с поршневыми и ротационными компрессорами с частотой вращения 50 $с^{-1}$ (3000 об/мин) соответствует параметрическому ряду высокооборотных компрессоров (см. с. 175). Агрегаты рассчитаны на работу в тех же диапазонах температур кипения: среднетемпературные агрегаты от —25 до —10°С, низкотемпературные от —40 до —25°С; высокотемпературные от —10 до +10°С. Максимальная температура окружающего воздуха 45°С (вместо 40°С в агрегатах, изготовляемых в настоящее время).

РЗХМ изготовлены опытные партии герметичных агрегатов с высокооборотными компрессорами [19] номинальной холодопроизводительностью 220, 280, 350, 450 и 550 ккал/ч (255—640 Вт). На базе среднетемпературных изготовлены также высокотемпературные агрегаты. Масса агрегатов ВСр 0,35 ~ 1(2) и ВПр 0,7 ~ 1(2) на 7—10% меньше массы изготовляемых в настоящее время агрегатов той же холодопроизводительности. Соответственно меньше и габаритные размеры.

ХЗХМ начато производство герметичных агрегатов ВС 0,7 ~ 3(2) с высокооборотным поршневым компрессором ФГС 0,7 ~ 3. Характеристики этого агрегата были представлены в табл. 63. Ведется разработка других агрегатов с поршневыми компрессорами с частотой вращения 50 $с^{-1}$.

Агрегаты ВС 2,8 и ВС 5,6. Завод «Искра» изготовляет герметичные среднетемпературные агрегаты с воздушным конденсатором номинальной холодопроизводительностью 3260 и 6520 Вт (2800 и 5600 ккал/ч). В агрегат ВС 2,8 входит герметичный компрессор с частотой вращения 25 $с^{-1}$, воздушный конденсатор из пяти секций по 17 труб, осевой вентилятор, горизонтальный ресивер, регенеративный теплообменник, фильтр-осушитель и реле давлений (на общей раме). Холодильный агент — фреон-12. Потребляемая

мощность в номинальном режиме 1,6 кВт. Масса агрегата 150 кг. Габаритные размеры: длина 910, ширина 650, высота 580 мм.

Экранированные агрегаты. Преимущества и недостатки этих агрегатов обусловлены особенностями конструкции их компрессоров.

В настоящее время разработаны и выпущены опытные партии среднетемпературных экранированных агрегатов ВСэ 0,7 ~ 3 и ВСэ 0,7 ~ 3(2) номинальной холодопроизводительностью 815 Вт (700 ккал/ч) с экранированными компрессорами ФГэ 0,7 ~ 3 и ФГэ 0,7 ~ 3(2), с частотой вращения 25 и 30 $с^{-1}$ соответственно [127, 154].

Экранированные агрегаты ВСэ унифицированы с герметичными типа ВС.

Унификация агрегатов. В герметичных агрегатах различных исполнений используют одинаковые компрессоры, конденсаторы, вентиляторы, ресиверы, рамы. В результате этого достигнуты весьма высокие показатели унификации. Так, из 156 деталей агрегата ВС 0,45 ~ 3 лишь одна (табличка с наименованием) отличается от деталей агрегатов ВС 0,55 ~ 3 и ВН 0,22 ~ 3.

Значения коэффициента применяемости (см. главу V) для агрегатов ХЗХМ приведены в табл. 70.

Таблица 70

Агрегат	Количество деталей		Коэффициент применяемости	Агрегат	Количество деталей		Коэффициент применяемости
	общее	унифицированных			общее	унифицированных	
ВС 0,45 ~3	156	155	0,994	ВН 0,22~3	156	155	0,994
ВС 0,55 ~3	156	151	0,968	ВН 0,35~3	158	157	0,993
ВС 0,7 ~3	158	151	0,955	ВП 0,9 ~3	158	154	0,974
ВС 1,1 ~3	157	155	0,987	ВП 1,1 ~3	157	154	0,981

На 100 тыс. герметичных агрегатов при равном количестве одноцилиндровых и двухцилиндровых компрессоров требуется по 150 тыс. одинаковых поршней, шатунов, пальцев, клапанов, 600 тыс. проходных контактов, свыше 1,3 млн. вилок (U-образных трубок) и 20 млн. ребер конденсатора. Массовость изготовления позволяет механизировать и автоматизировать производство, рационально использовать специальные агрегатные станки, унифицировать оснастку и приспособления, повысить производительность труда и снизить стоимость изделий [48].

Оценка уровня качества. Методы оценки уровня качества малых холодильных компрессоров и агрегатов в основном одинаковы. Необходимо учитывать различие условий, при которых определяют их номинальные характеристики (точно совпадают лишь температуры кипения и всасывания).

Герметичные агрегаты иностранного производства Все зарубежные крупные заводы герметичных компрессоров изготовляют также холодильные агрегаты. Но с ростом объема производства доля агрегатов падает, все больше компрессоров встраивают непосредственно в машины заводского изготовления. Так, в США в последние годы выпуск агрегатов сохраняется на уровне около 0,5 млн. в год, но их отношение к выпуску компрессоров снизилось примерно от 15 до 5%.

Агрегаты завода ДКК (ГДР) и французской фирмы «Юните Герметик» (лицензия фирмы «Текумсе», США) представлены на рис. 138—140. Завод ДКК изготовляет герметичные агрегаты модели СК с конденсатором со свободным движением воздуха (см. рис. 114, *г*) холодопроизводительностью около 120 Вт (при температуре кипения —15°С и воздуха 32°С) и с вентиля-

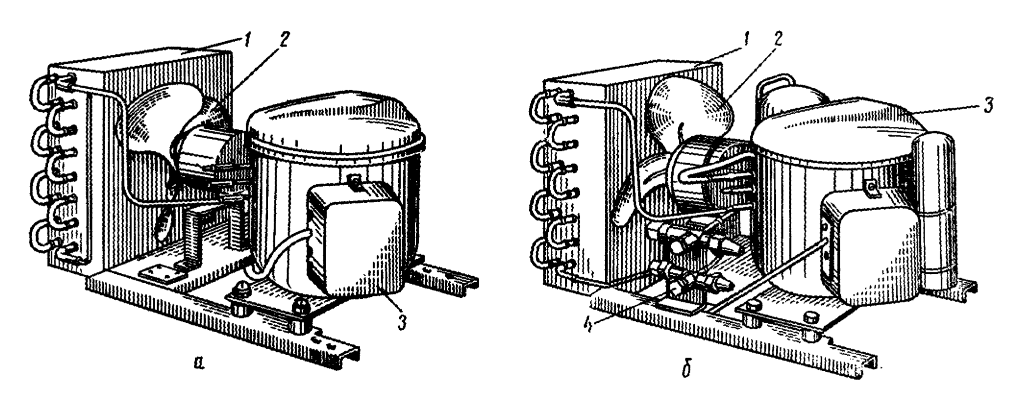


Рис. 138. Герметичные агрегаты ДКК для машин с капиллярной трубкой (*а*) и ТРВ (*б*):

1 — конденсатор; *2* — вентилятор; *3* — компрессор; *4* — запорный вентиль.

тором (типа DK) холодопроизводительностью от 120 до 550 Вт. На рис. 138, *а* показан агрегат для машины с капиллярной трубкой, на рис. 138, *б* — для машины с ТРВ.

Фирма «Юните Герметик» изготовляет агрегаты с компрессорами типов AE, AT, AJ в нескольких вариантах: для машин с капиллярной трубкой (с компрессором с меньшим двигателем, без ресивера); для машин с ТРВ (с бо́льшим двигателем и ресивером); оба варианта с запорными вентилями и без них (такие же модификации изготовляют фирма «Престколд», Англия; «Данфосс», Дания и др.). На рис. 139 и 140 показаны однофазные агрегаты с компрессорами, имеющими двигатель мощностью 1 и 3 л.с., и вертикальным ресивером.

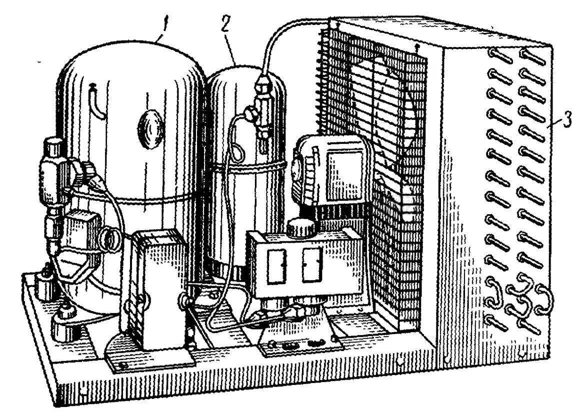


Рис. 139. Герметичный агрегат фирмы «Юните Герметик» (1 л. с.):

1 — компрессор; *2* — ресивер; *3* — конденсатор.

Крупные фирмы выпускают герметичные агрегаты большей величины также с водяным конденсатором. Фирма «Текумсе» (США) изготовляет такие агрегаты холодопроизводительностью от 800 до 5000 Вт. Конденсаторы — двухтрубные и кожухотрубные, холодильные агенты — фреоны-12 и -22.

Та же фирма изготовляет несколько моделей конден-

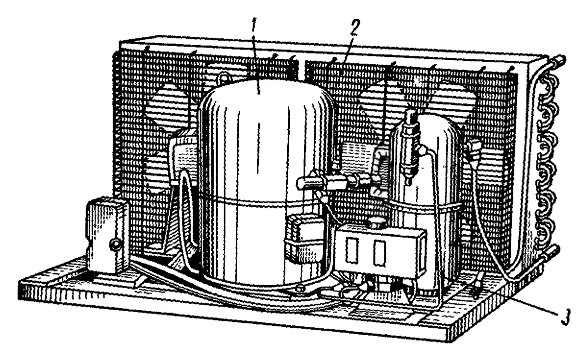


Рис. 140. Герметичный агрегат фирмы «Юните Герметик» (3 л. с.):

1 — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — ресивер.

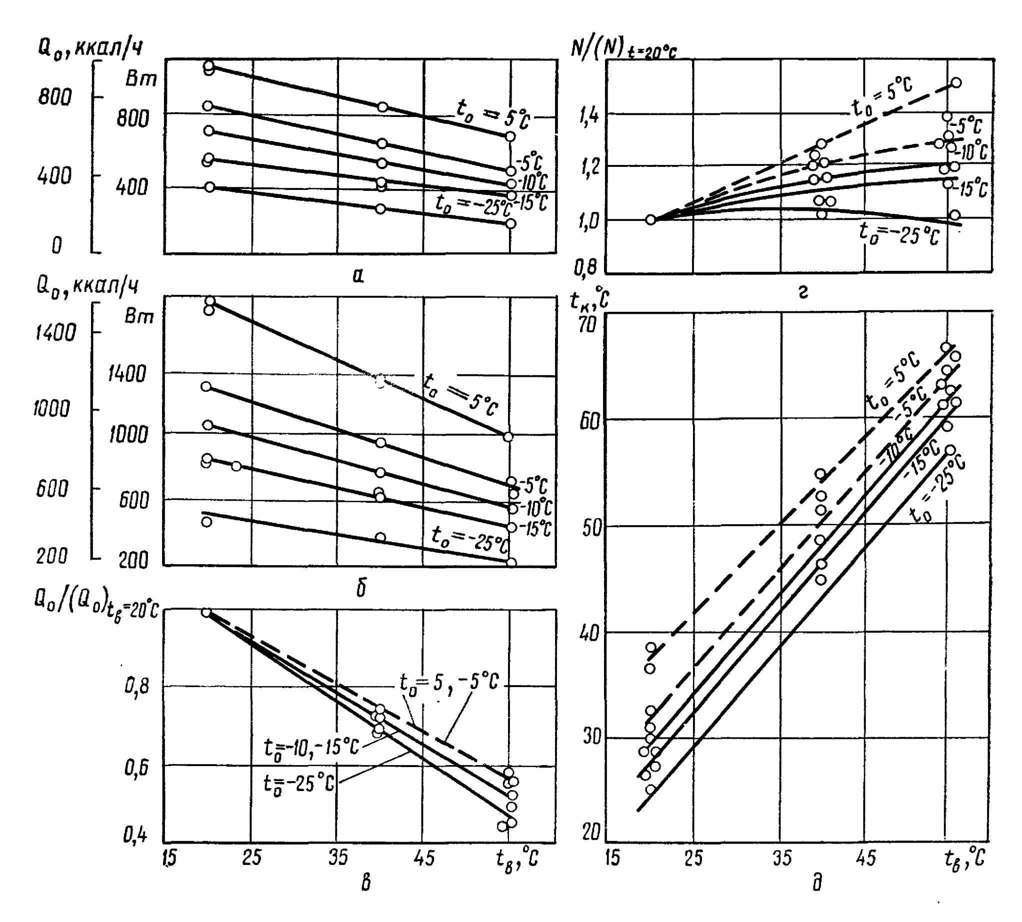


Рис. 141. Влияние температуры воздуха на характеристики герметичных агрегатов: *а*, *б*, *в* — холодопроизводительность; *г* — потребляемая мощность; *д* — температура конденсации.

саторов с комбинированным охлаждением (с воздушным и водяным конденсаторами).

ИССЛЕДОВАНИЯ АГРЕГАТОВ

Исследования холодильных агрегатов имеют целью определение влияния внешних воздействий на совместную работу компрессора и конденсатора. От условий охлаждения конденсатора зависят все основные характеристики компрессора. Помимо очевидного влияния температуры конденсации на производительность и потребляемую мощность, существуют не менее важные связи между условиями охлаждения конденсатора и температурным уровнем компрессора, от которого зависят его коэффициенты (см. главу II). Взаимная связь существует также между акустическими и другими основными показателями качества компрессора и конденсатора, определяющими уровень качества агрегата в целом.

Влияние температуры окружающего воздуха на характеристики агрегатов было исследовано автором при температурах окружающего воздуха от 20 до 55°C, конденсации до 65°C, всасывания до 40°C в области температур кипения от —25 до +5°C [173]. Методика испытания рассмотрена в главе XIII.

Найденные из опытов основные технические характеристики (рис. 141, *а*, *б*) унифицированных агрегатов (ВС 0,7 ~ 3 и ВС 0,45 ~ 3) представлены в безразмерном виде на рис. 141, *в*, *г*. Установлено, что, несмотря на значительные различия между этими агрегатами (разные количества цилиндров и ход поршня компрессоров, число труб и секций конденсаторов, диаметры вентиляторов), отношение холодопроизводительности и потребляемой мощности к соответствующим величинам при температуре воздуха 20°С весьма близки; то же относится к температуре конденсации (рис. 141, *д*).

Зависимость холодопроизводительности агрегатов от температуры воздуха $t_в$ можно представить в следующем виде:

$$Q_0 = (Q_0)_{20}\,[1 - \alpha\,(1 - \beta t_0)\,(t_в - 20)], \qquad \text{(IX—3)}$$

где α, β — постоянные коэффициенты.

В данном случае $\alpha = 0{,}012\ K^{-1}$, $\beta = 0{,}009\ K^{-1}$.

Потребляемая мощность при температуре кипения —25°С почти не зависит от температуры окружающего воздуха, при —15°С возрастает в среднем на 0,4%, при 10°С — на 0,6% на каждый градус повышения температуры воздуха, а температура конденсации примерно на 0,9°С.

При значительном повышении температуры окружающего воздуха используют два способа снижения давления конденсации:

1. Применяют холодильные агенты низкого давления.
2. Увеличивают производительность конденсатора.

Для агрегатов, работающих в тропических условиях при $t_в$ = 50°С, иногда используют фреон-142 (дифтормонохлорэтан), давление конденсации которого при 60°С примерно на 0,6 МПа ниже, чем давление фреона-12.

Но при этом холодопроизводительность машины снижается вдвое и более и падает холодильный коэффициент [126]; испаритель почти все время работает в области вакуума, что приводит к проникновению воздуха через мельчайшие неплотности и снижает долговечность холодильной машины.

Кроме того, фреон-142 взрывоопасен в узком пределе концентраций (от 10,6 до 15,1% по объему). Было предложено применять вместо фреона-12 неазеотропную смесь из 14% хлористого этила и 86% фреона-12. Сообщалось, что при этом давление конденсации снижается на 200—300 кПа, а холодопроизводительность возрастает на 20—25%. Противоречие этих результатов с теорией объяснялось особыми свойствами смеси.

Тщательные опыты [142] показали, что в действительности понижается не только давление, но и холодопроизводительность (на 20—30%) и холодильный коэффициент — на 12—25%.

Второй способ обычно осуществляют, применяя комбинированные конденсаторы или увеличивая поверхность воздушных конденсаторов. Но тепловая нагрузка конденсатора в условиях тропического климата примерно вдвое ниже, чем при тех же температурах кипения в умеренном климате, поэтому перепад температур конденсации и окружающего воздуха составляет лишь несколько градусов. Увеличение поверхности конденсатора снижает разность температур только на часть этого перепада. Так, в агрегате ФГК-0,7 увеличение числа секций воздушного конденсатора с 3 до 4 снижает давление фреона-12 примерно на 40 кПа и увеличивает холодопроизводительность только на 1,5%.

Таким образом, оба эти способа создания тропических агрегатов недостаточно совершенны. Вместе с тем современные компрессоры, предназначенные для работы на фреоне-22 в умеренном климате, можно использовать при высоких температурах окружающей среды для работы на фреоне-12, как

Таблица 71

Холодильный агент	t_0, °C	$t_к$, °C	$p_к—p_0$, МПа	$p_к/p_0$
Фреон-22	—40	50	1,85	18,5
Фреон-12	—25	70	1,76	15,2

видно из сопоставления разности и отношения давлений кипения и конденсации (табл. 71).

Следовательно, в герметичных агрегатах для тропических условий нет необходимости снижать давление, пользуясь указанными выше способами, ухудшающими характеристики агрегатов.

Возможность использовать существующие герметичные компрессоры ФГ и агрегаты ВС для работы в тропических условиях зависит также от температуры обмотки встроенного электродвигателя. Автором была исследована работа агрегатов ВС 0,7 ~ 3 и ВС 0,45 ~ 3 при температурах окружающего воздуха до 55°С, конденсации до 65°С, всасывания до 40°С в области температур кипения от —25 до +5° С.

Было установлено, что температура обмотки встроенного электродвигателя не превосходит 80—90°С, что связано с интенсивным охлаждением кожуха компрессора воздухом, поступающим от конденсатора [172]. Следовательно, эти агрегаты можно успешно применять в тропическом климате (при использовании соответствующих комплектующих изделий и материалов наружных деталей). На основании опытов были найдены следующие коэффициенты для определения холодопроизводительности агрегатов в тропических условиях (табл. 72).

Таблица 72

Температура воздуха, °С	Коэффициенты пересчета		
	Агрегат ВС-Т при температуре кипения, °С		Агрегат ВП-Т при температуре кипения +5 и —5°С
	—10; —15	—25	
20	1,0	1,0	—
30	—	—	1,0
40	0,73	0,70	0,86
45	0,66	0,63	0,8
55	0,58	0,48	0,66

Таблица 73

Холодильный агент	Нормальная температура кипения, °С	Давление конденсации при 90°С, МПа	Характеристика цикла[1]	
			холодильный коэффициент	объемная холодопроизводительность, кДж/м³
Фреон-12	—29,8	2,84	1,41	1030
Фреон-142	—9,2	1,74	1,57	690
Фреон-12В1	—3,7	1,87	1,82	640
Фреон-114	3,5	1,17	1,44	390

[1] При $t_0 = 5°C$, $t_к = 90°C$.

Существуют объекты с более высокими температурами воздуха, чем в тропических странах. К ним относятся в частности кабины подъемных кранов горячих цехов металлургических заводов, где температура в среднем около 80°С, но бывает и выше. В кондиционерах, охлаждающих воздух в кабинах этих кранов, использовать фреон-12 уже нельзя, так как давление конденсации оказывается слишком высоким. Для таких условий применяют фреон-142, фреон-114 (тетрафтордихлорметан) и в последнее время фреон-12В1 (дифторхлорбромметан). Данные об этих холодильных агентах приведены в табл. 73.

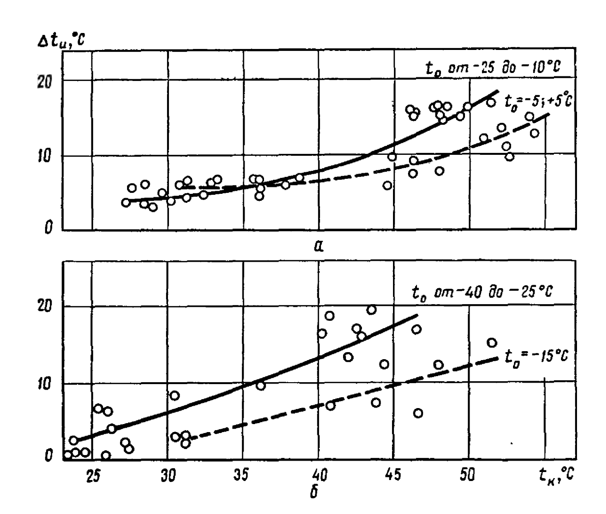


Рис. 142. Переохлаждение фреона:
а — в агрегатах ВС; *б* — в агрегатах ВН.

У фреона-12В1 критическая температура (154°С) выше, чем у фреона-12 (112°С), поэтому выше и энергетические коэффициенты при работе в области высоких температур конденсации, как показали опыты ВНИИхолодмаша [11].

Влияние температуры конденсации на переохлаждение фреона в герметичных агрегатах с воздушным охлаждением иллюстрируется графиками, по данным автора, представленными на рис. 142.

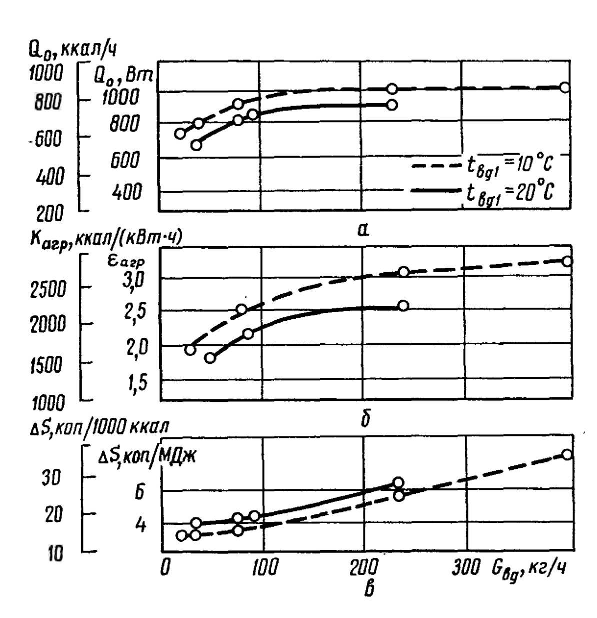


Рис. 143. Влияние расхода воды на холодопроизводительность агрегата (*а*), холодильный коэффициент (*б*), эксплуатационные расходы (*в*).

Влияние расхода воды на работу герметичного агрегата с водяным конденсатором показано на рис. 143. На этом рисунке приведены результаты испытаний герметичного агрегата с компрессором ФГ 0,7 ~ 3 и водяным конденсатором с пластинчатыми ребрами с площадью наружной поверхности 0,5 м² (см. рис. 115, *в*). Опыты проведены при скорости воды от 0,08 до 1,4 м/с (чему соответствовали значения критерия Рейнольдса от 1200 до 18 000), температуре воды 10 и 20°С и удельной тепловой нагрузке наружной поверхности от 600 до 4500 Вт [54].

С увеличением скорости воды до 0,3 м/с при Re=5000, расходе воды до 100 кг/ч холодопроизводительность и холодильный коэффициент быстро растут. В этом диапазоне резко уменьшаются разность температур конденсации и воды и нагрев воды. Дальнейшее увеличение расхода воды мало влияет на

показатели агрегата. Важно отметить, что сумма эксплуатационных расходов на воду и электроэнергию с ростом расхода воды непрерывно увеличивается, более интенсивно после увеличения расхода сверх 100 кг/ч. В данном случае этот расход близок к оптимальному (при подогреве воды на 7—10°С).

Акустические характеристики малых холодильных агрегатов исследованы В. А. Тихомировым [116—119]. Шум малых холодильных агрегатов возрастает с повышением частоты вращения компрессоров и уменьшением их массы, а также с переходом от водяных конденсаторов к воздушным.

Оказалось, что в агрегатах РЗХМ меньших размеров (номинальной холодопроизводительностью до ~400 Вт) основным источником шума является вентилятор: шум агрегатов ВСр 0,35 ~ 1 и ВСр 0,35 ~ 1(2) на расстоянии 1 м близок к 60 дБА, что в несколько раз больше шума компрессора. Важную роль играет не только шум колеса вентилятора, но и его двигателя (необходимы малошумные двигатели с подшипниками скольжения).

В агрегатах большей производительности начинает преобладать шум компрессора. В агрегатах ФГ 0,45 ~ 3 и ФГ 0,7 ~ 3 общий уровень шума на расстоянии 1 м равен 57 и 66 дБА при шуме компрессора 47 и 53 дБА соответственно. Шум агрегатов зависит от режима работы и применяемого холодильного агента. Так, уровень звуковой мощности агрегатов ВС 0,45 ~ 3 и ВС 0,55 ~ 3 при работе в среднетемпературном режиме на фреоне-12 на 2—4 дБА ниже, чем в низкотемпературном при работе на фреонах-22 и -502.

В высокотемпературном режиме шум также выше, чем в среднетемпературном. Так, уровень звуковой мощности L среднетемпературных С и высокотемпературных В агрегатов фирмы «Данфосс» с компрессорами типа PW, имеющими объем цилиндра V от 3 до 11 см^3, изменяется в зависимости от размеров модели в следующих пределах:

	Объем цилиндра, см^3							
	3	3,5	4,5	5,5	7	7,5	9	11
L, дБА (С)	—	50	50	50	—	56	56	58
L, дБА (В)	52	53	56	58	60	—	60	—

Все эти агрегаты работают на фреоне-12.

Уровень шума агрегатов, устанавливаемых в машинных отделениях, допускается до 85 дБА. В этом случае шум вентилятора часто не играет роли.

С целью снижения аэродинамического шума вентиляторов обычно стремятся снизить их скорость вращения, так как это позволяет уменьшить наиболее неприятные высокочастотные слагающие их шума [112]. Этот способ широко применяется для снижения шума кондиционеров. Так, в комнатных кондиционерах холодопроизводительностью 1500—8000 Вт одной из американских фирм использованы вентиляторы с частотой вращения лишь 18 с$^{-1}$, но большими диаметрами колес — от 267 до 410 мм [118].

Шумовые характеристики торгового холодильного оборудования со встроенными агрегатами почти не отличаются от характеристик агрегатов, если только в них не применяют специальные глушители, например, экранного типа [119]. Следует учесть, что глушители затрудняют приток воздуха, поэтому повышается температура конденсации и снижается эффективность работы машины. Так же влияют и глушители, установленные в компрессоре. В целом при определении оптимальных конструкций компрессоров, конденсаторов, воздухоохладителей, холодильных агрегатов, всегда необходимо учитывать их акустические характеристики (см. с. 171).

БЕССАЛЬНИКОВЫЕ АГРЕГАТЫ

Бессальниковые агрегаты изготовляют типа АКВ1 — с воздушным конденсатором и типа АК1 — с водяным.

Холодильный агент — фреон-12. Диапазон температур кипения у агрегатов с воздушным конденсатором от —25 до —10°С, температур наружного воздуха — от 5 до 40°С (при температуре воздуха до 30°С допускаются температуры кипения до —30°С).

Основные параметры бессальниковых агрегатов АКВ1 по ГОСТ 10870—64 указаны в табл. 74.

Таблица 74

Агрегаты	Холодопроизводительность		Потребляемая мощность, кВт	Масса, кг
	Вт	кал/ч		
АКВ1-4	4650	4000	2,1	255
АКВ1-6	6980	6000	3,1	280
АКВ1-9	10500	9000	4,7	410
АКВ1-12	13960	12000	6,2	450

Параметры указаны при температуре кипения —15°С и воздуха 20°С. Допускается уменьшение холодопроизводительности и соответственно потребляемой мощности на 7%.

Бессальниковые агрегаты АК1 с водяным конденсатором должны работать в диапазоне температур кипения от —30 до +10°С, значительно более широком, чем агрегаты АКВ1, при температурах охлаждающей воды от 1 до 30°С. Основные параметры бессальниковых агрегатов типа АК1 указаны в табл. 75.

Таблица 75

Обозначение агрегата	Холодопроизводительность		Потребляемая мощность, кВт	Расход воды, м³/ч		Масса, кг
	Вт	ккал/ч		проточной	оборотной	
АК1-4	4650	4000	2,0	1,5	3	225
АК1-6	6980	6000	3,0	2,5	5	250
АК1-9	10500	9000	4,5	3	6	410
АК1-12	13960	12000	6,0	4,8	9,5	450

Параметры даны при температуре проточной воды 22°С, оборотной (после охлаждения в градирне) 25°С. Допускаются такие же отклонения параметров, как у агрегатов АКВ1. Мощность, потребляемая агрегатами с воздушным конденсатором, несколько больше. Расход более теплой оборотной воды принят вдвое больше, чем проточной, но оборотная вода используется многократно (в градирне испаряется лишь несколько процентов от указанного количества).

Агрегаты АКВ1 (рис. 144) состоят из бессальникового компрессора *1*, конденсатора *3* и горизонтального ресивера *2*. В агрегатах АК1 все узлы крепятся на кожухе водяного конденсатора. Агрегаты снабжены реле давления, которое останавливает компрессор при заданном понижении давления всасывания или повышении давления нагнетания. Для регулирования

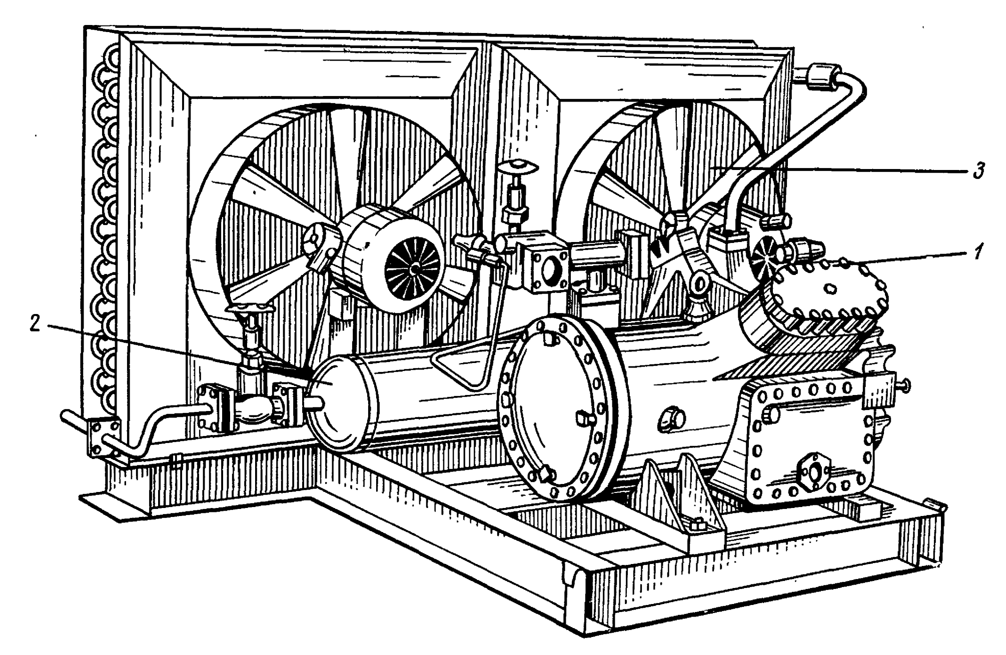


Рис. 144. Бессальниковый агрегат АКВ1-9.

Таблица 76

Показатели	АКВ1-6	АК1-6	АКВ1-9	АК1-9	АКВ1-12
Холодопроизводительность,					
Вт	6980	6980	10500	10500	13960
ккал/ч	6000	6000	9000	9000	12000
Марка компрессора	2ФВБС6	2ФВБС6	2ФУБС9	2ФУБС9	2ФУБС12
Мощность встроенного электродвигателя, кВт	3,1	3,1	5,0	5,0	6,5
Конденсатор					
тип	Воздушный	Водяной	Воздушный	Водяной	Воздушный
площадь поверхности, м²	30	2,5	60	4	60
Вентилятор					
диаметр колеса вентилятора, мм	500	—	500*	—	500*
мощность двигателя вентилятора, кВт	0,6	—	0,6	—	0,6
Фильтр-осушитель	ОФФ-10а	ОФФ-10а	ОФФ-15	ОФФ-15	ОФФ-25
Регенеративный теплообменник	$ТФ_2$-25	$ТФ_2$-25	$ТФ_2$-32	$ТФ_2$-32	$ТФ_2$-32
Зарядка масла ХФ-12-18, кг	2,5	2,5	2,5	2,5	6,5
Габаритные размеры, мм	940×872××900	1250×370××747	1630×1055××840	—	1665×1140××880
Масса, кг	254	—	414	—	438

* Два вентилятора.

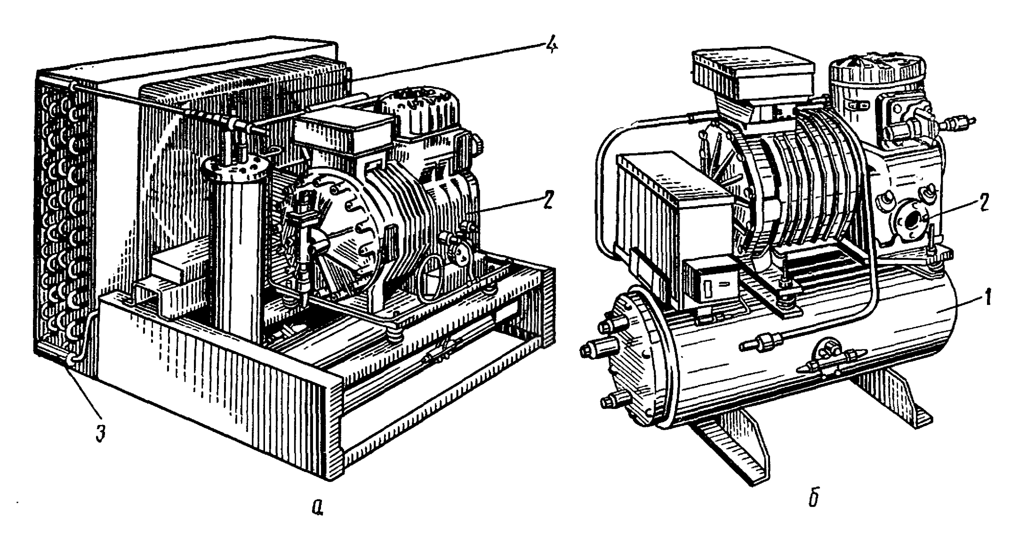


Рис. 145. Бессальниковые агрегаты фирмы «Престколд» с воздушным (*а*) и водяным (*б*) конденсаторами; *1, 3* — водяной и воздушный конденсаторы; *2* — компрессор; *4* — вентилятор.

расхода проточной воды служит водорегулятор (см. главу X). Все агрегаты устанавливают на резиновых виброизоляторах.

Технические характеристики бессальниковых агрегатов, изготовляемых Мелитопольским заводом холодильных машин, указаны в табл. 76. В заводские обозначения вместо цифры 1 входит условное обозначение компрессора — ФВБС или ФУБС.

Фирма «Престколд» (Англия) изготовляет бессальниковые агрегаты с воздушным (рис. 145, *а*) и водяным (рис. 145, *б*) конденсаторами [175].

Фирма «Копеленд» (США) изготовляет следующие основные типы агрегатов с бессальниковыми компрессорами: с воздушными конденсаторами, встраиваемые в холодильное оборудование (с вертикальным ресивером на раме); то же, вынесенные (с двумя горизонтальными ресиверами на раме); с водяными конденсаторами, встраиваемые в холодильное оборудование (двухтрубный конденсатор, вертикальный ресивер); то же, особо малой высоты; то же, вынесенные (кожухотрубный конденсатор под компрессором); вынесенные комбинированные с водяным и воздушным конденсаторами; транспортные. Все вынесенные агрегаты предназначены для работы на фреонах-12, -22 и -502, встроенные — на фреоне-12, транспортные—на фреонах-12 и -502.

ОТКРЫТЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Открытые холодильные агрегаты типа ФАК с компрессором 2ФВ-4/4,5 изготовляет Ярославский завод холодильных машин (ранее изготовлял ХЗХМ).

Агрегаты с воздушным конденсатором ФАК-0,7Е (рис. 146, *а*), ФАК-1,1Е и ФАК-1,5Е предназначены для работы при температурах кипения от —25 до —10°С (ФАК-0,7Е до 5°С) и окружающего воздуха от 5 до 40°С. Агрегат ФАК-0,7АВ изготовляют с водяным конденсатором и водорегулятором (рис. 146, *б*). Компрессор приводится в действие с помощью клиноременной передачи. Компрессор и электродвигатель установлены на плите, приваренной к верхней части горизонтального ресивера (модели с воздушным охлаждением) или водяного конденсатора.

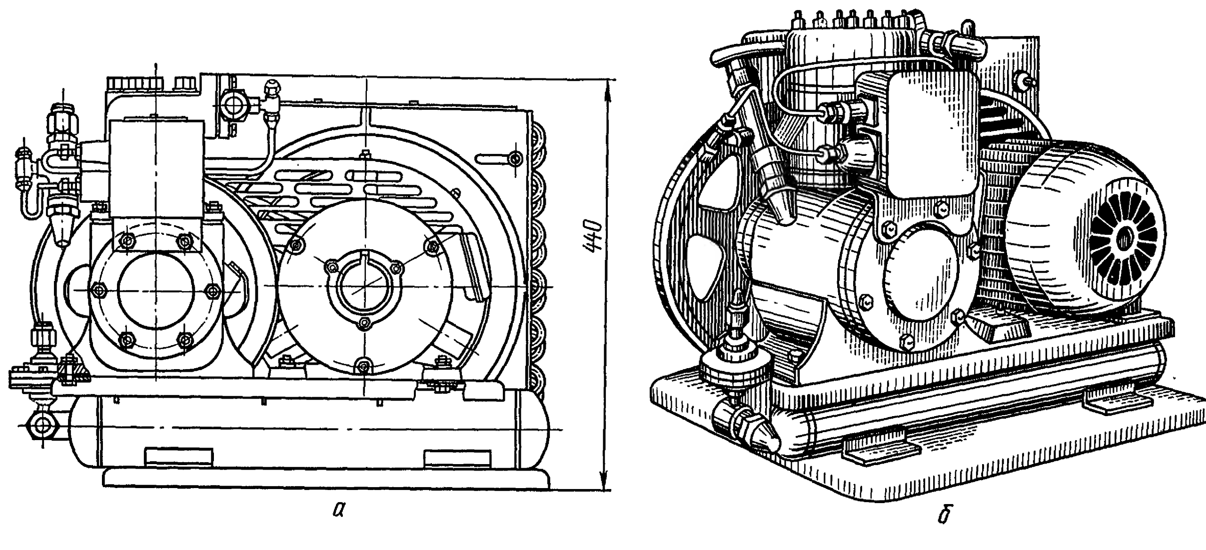


Рис. 146. Холодильные агрегаты ФАК с воздушным (*а*) и водяным (*б*) конденсаторами.

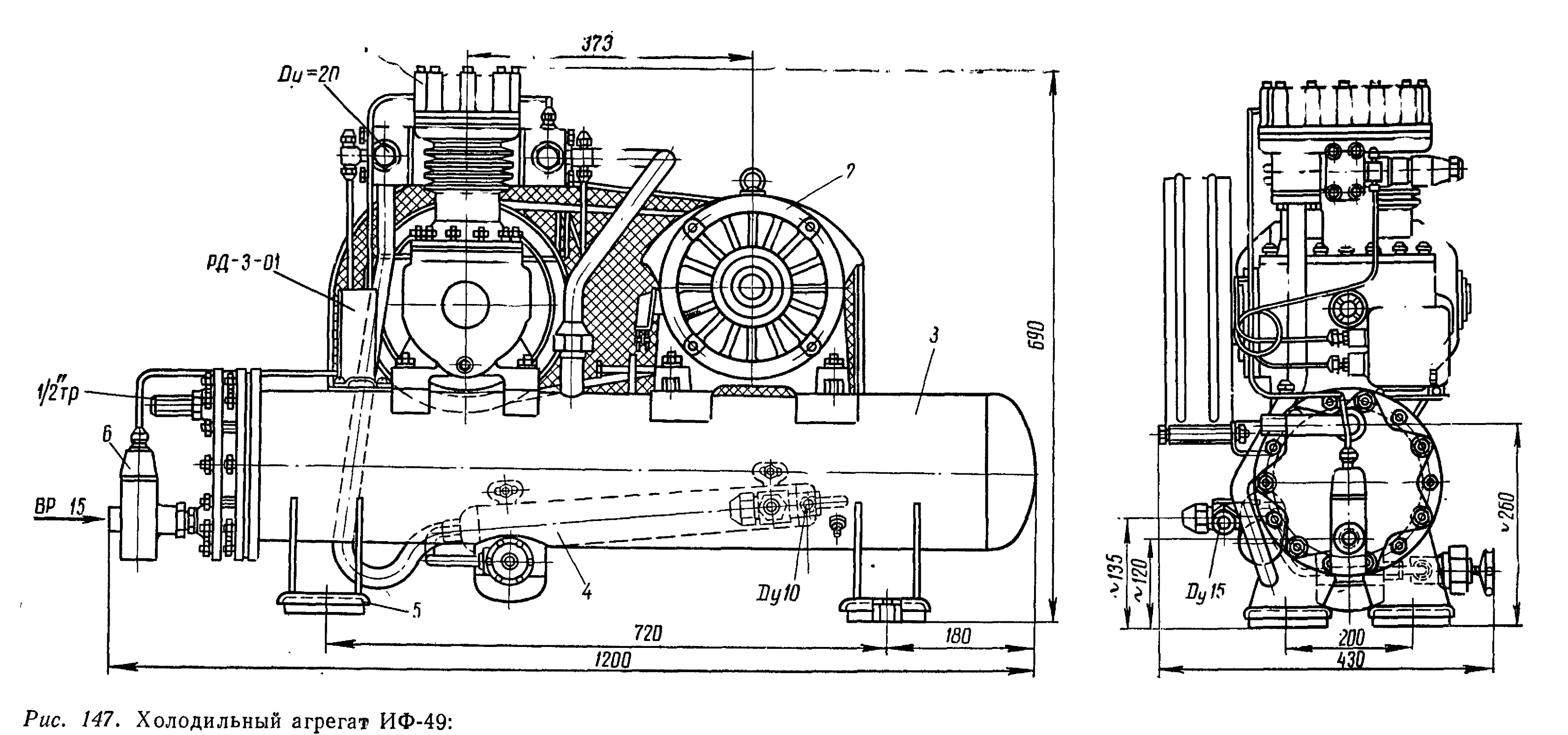


Рис. 147. Холодильный агрегат ИФ-49:
1 — компрессор; 2 — электродвигатель; 3 — конденсатор; 4 — регенеративный теплообменник; 5 — опора; 6 — водорегулятор.

Таблица 77

Показатели	ФАК-0,7Е	ФАК-1,1Е	ФАК-1,5М	ФАК-0,7АВ	ИФ-49	ИФ-56	АКФВ-4М	АКФВ-6	АК-ФУ8
Холодопроизводительность									
Вт	815	1280	1745	815	3490	3490	5350	6980	10500
ккал/ч	700	1100	1500	700	3000	3000	4600	6000	9000
Модель компрессора	ФВ4/4,5	ФВ4/4,5	ФВ4/4,5	ФВ4/4,5	ФВ4	ФВ4	ФВ6	ФВ6	ФУ9
Частота вращения, c^{-1}	7,5	10,8	15,8	7,5	10,8	10,8	16	24	16
об/мин	450	650	950	450	650	650	960	1440	960
Модель конденсатора	—	—	—	0,100	КТР-3	ИФ-12	КТР-4М	$КТР_2$-3	$КТР_2$-4
Тип конденсатора	Воздушный	Воздушный	Воздушный	Водяной	Водяной	Воздушный	Водяной	Водяной	Водяной
Емкость ресивера, $дм^3$	2,2	2,2	5,1	—	—	11	—	—	—
Фильтр-осушитель	—	—	—	—	Ф-23	Ф-23	ОФФ-10а	ОФФ-10а	ОФФ-15
Зарядка фреоном, кг	3,0	3,8	6,5	2,5	10	10	—	—	—
Зарядка маслом, кг	1,0	1,0	1,0	1,0	3	3	3,2	3,2	15
Габаритные размеры, мм длина	580	580	780	600	1070	926	1200	1160	1230
ширина	445	465	605	410	405	670	430	435	580
высота	445	445	480	460	720	600	700	755	1100
Масса, кг	72	82	114	59	170	185	182	207	415

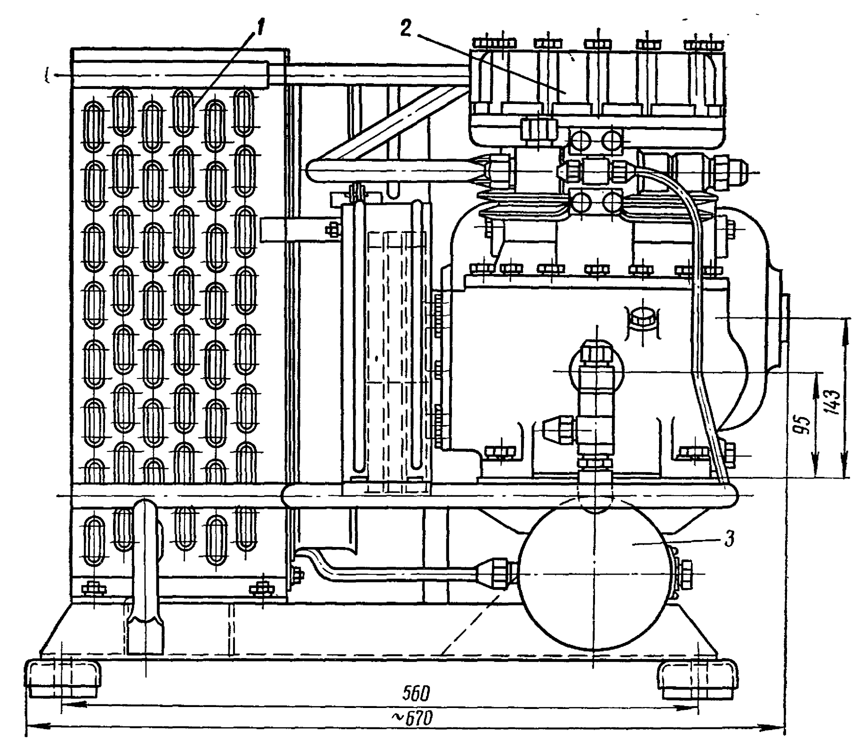


Рис. 148. Холодильный агрегат ИФ-56:
1 — конденсатор; *2* — компрессор; *3* — ресивер.

Агрегаты ИФ-49 с водяным конденсатором (рис. 147) и ИФ-56 (4Ф-00) с воздушным конденсатором (рис. 148) заводов «Искра» и МЗХМ имеют одинаковые компрессоры.

Агрегаты МЗХМ моделей АК-ФВ4М, АК-ФВ6, АК-ФВ4Х и АК-ФУ8 с открытым компрессором и водяным конденсатором по конструкции подобны бессальниковым агрегатам того же завода. Они снабжены водорегулятором ВР-15 и реле давления РД-3-01.

Для судовых установок МЗХМ изготовляет агрегаты МАК и ПМАК с открытым, а также одним и двумя бессальниковыми компрессорами с теми же основными конструктивными решениями. Технические характеристики агрегатов общего назначения с открытыми компрессорами представлены в табл. 77.

Глава X. АВТОМАТИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ И КАПИЛЛЯРНЫЕ ТРУБКИ

АВТОМАТИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ

Автоматические приборы малых холодильных машин [162, 166] разделяются:

по назначению — на приборы автоматического регулирования и автоматической защиты;

по регулируемой или контролируемой величине — на приборы, воспринимающие температуру, разность температур, давление, разность давлений, уровень жидкости и течение времени;

по источнику энергии — на приборы непосредственного и непрямого действия, в последних для перемещения регулирующего органа используется дополнительный источник энергии (обычно электричество или энергия сжатого холодильного агента);

по способу действия — на двухпозиционные, занимающие лишь одно из двух положений (включено или выключено, открыто или закрыто) и пропорциональные, плавно изменяющие регулируемую величину от минимального до максимального значения.

Наибольшее распространение получили реле (двухпозиционные датчики), управляющие электродвигателями и электрическими исполнительными механизмами; среди последних главное место занимают соленоидные (запорные) вентили. Основные характеристики реле (температуры, давления и др.) — диапазон настройки (область, в которой можно регулировать данную величину) и дифференциал (разность между значениями этой величины, при которых происходит замыкание и размыкание контактов).

Пропорциональные регуляторы применяют в основном для регулирования заполнения испарителей жидким холодильным агентом. Пропорциональные регуляторы различают по диапазону настройки и по степени неравномерности (разности значений регулируемой величины, при которой регулирующий орган перемещается из полностью открытого в закрытое положение).

Номенклатура автоматических приборов для холодильных установок весьма широка, она подробно описана в специальной литературе [121, 122]. Здесь будут рассмотрены лишь приборы, распространенные в малых холодильных установках.

РЕЛЕ ТЕМПЕРАТУРЫ

Реле температуры изготовляют с несколькими типами чувствительных элементов. В реле манометрического типа термочувствительная система заполнена жидкостью. При повышении температуры давление в системе растет, упругий элемент (мембрана или сильфон) перемещается и замыкает или размыкает контакты. В ртутных реле (контактных термометрах) электрическую цепь замыкает столбик ртути. В полупроводниковых реле под действием температуры изменяется электрическое сопротивление чувствительного элемента — термистора или резистора (у термисторов с повышением температуры сопротивление растет, у резисторов — снижается). Биметаллические реле состоят из двух соединенных между собой пластин из металлов с разными коэффициентами теплового расширения. При изменении температуры пластины изгибаются и переключают контакты. Этот тип приборов является основным для автоматической защиты герметичных машин.

Наибольшее распространение в малых холодильных машинах получили температурные реле манометрического типа. Они могут воспринимать температуру воздуха в камере или температуру поверхности испарителя; последний тип проще и дешевле в изготовлении, он широко применяется в бытовых холодильниках [16, 65] и торговом холодильном оборудовании.

Реле температуры испарителя манометрическое АРТ-2 изображено на рис. 149, *а*.

При повышении температуры термочувствительного элемента дно *9* сильфона *8* перемещает кверху рамку *7*, закрепленную в точке *11*. Тяга *6* нажимает на винт *3* и поворачивает рамку *4* вокруг оси *5*. Пружина *17* изме-

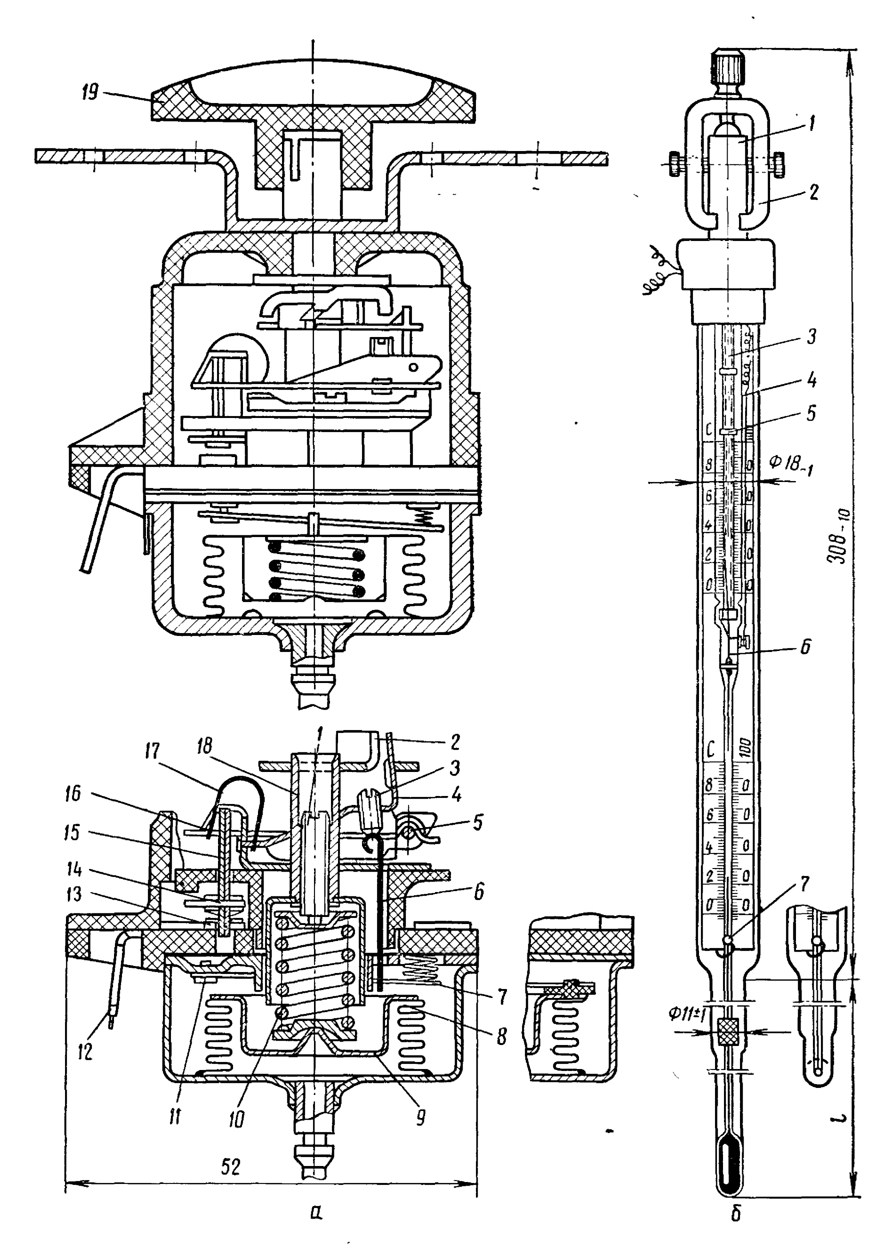


Рис. 149. Реле температуры:
а — манометрическое АРТ-2; *б* — контактный термометр ТК.

няет форму равновесия, рамка *16* перемещает вниз текстолитовые планки *15*, на которых укреплен контактный мостик с двумя подвижными контактами *14*. К неподвижным контактам *13* прикреплены наконечники *12* электрических проводов.

Настройку диапазона производят ручкой *19*, которой поворачивают поводок *2* и втулку *18* винта *1*, изменяющего натяжение пружины *10*. Если необходимо изменить диапазон в более широких пределах, отверткой поворачивают винт *1*. Дифференциал настраивают на заводе-изготовителе, изменяя положение винта *3*. Диапазон прибора от —15 до —9°С, нерегулируемый

дифференциал от 3 до 8°C; допустимое напряжение до 220 В, сила тока до 2,5 А. Габаритные размеры корпуса 52 × 42 × 78 мм, длина термобаллона 535 мм; масса 0,3 кг.

Манометрическое температурное реле ТР-1-0,2Х применяют в установках большой величины. Это—более сложный и дорогой прибор с диапазоном настройки от —20 до +10°C, регулируемым дифференциалом от 2,5 до 21°C. Разрывная мощность контактов 150 В·А.

Полупроводниковые температурные реле ПТР изготовляют в двух- (ПТР-2) и трехпозиционном (ПТР-3) исполнениях.

Реле ПТР-2 имеют следующие шкалы:

Модель	ПТР-2-02	ПТР-2-03	ПТР-2-04	ПТР-2-05
Диапазон настройки, °C	от —30 до—5	от—10 до +15	от 5 до 35	от 30 до 60

Дифференциал всех моделей регулируемый, от 0,5 до 5°C, разрывная мощность контактов 500 В·А.

Трехпозиционные реле ПТР-3 имеют такие же характеристики.

Контактные термометры ТК (реле температуры ртутно-стеклянные) отличаются от обычных термометров тем, что в их капиллярную трубку введены проволочные контакты и ртутный столбик замыкает электрическую цепь. Разрывная мощность приборов очень мала, поэтому они управляют лишь специальными реле.

Приборы ТК изготовляют разных типов:

с магнитной перестановкой контактов;

с постоянными контактами;

шкальные и бесшкальные.

Для перестановки контакта служит постоянный магнит, с помощью которого поворачивают гайку с вольфрамовой проволокой. Второй контакт впаян в нижнюю часть капиллярной трубки.

Пределы шкалы — от 0 до 50°C, от 0 до 100°C, от 50 до 150°C и выше. Цена деления шкалы 1 или 2°C. Дифференциал 0,2°C.

Допустимое напряжение 6 В, разрывная мощность контактов 2 Вт. Диаметр корпуса 18 мм, длина 308 мм.

Ртутные контактные термометры ТК-6 и ТК-8 (рис. 149, *б*) имеют две шкалы, из которых верхняя служит для настройки прибора на заданную температуру, нижняя — для измерения температуры. Внутри капилляра расположена тонкая вольфрамовая проволока *6*, укрепленная на гайке *5*. При вращении регулирующего винта *3* гайка *5* перемещается по овальной трубке *4*, поэтому положение конца проволоки *6* и соответственно температура, при которой замыкается контакт, изменяются. На колпачок *1* надет постоянный магнит *2*, который при вращении увлекает за собой стальной цилиндрик, расположенный в верхней части капилляра, и поворачивает винт *3*; при этом перемещаются гайка *5* и проволока *6*. Второй контакт *7* впаян в нижнюю часть капиллярной трубки и погружен в ртуть. К обоим контактам припаяны медные провода, выведенные через зажимы головки термометра.

Приборы изготовляют прямыми и угловыми. Пределы шкалы — от 0 до 50; от 0 до 100; от 50 до 150°C и выше. Цена деления 1°C (шкала от 0 до 50°C) или 2°C; погрешность равна цене деления. Дифференциал 0,2°C (не регулируется), разрывная мощность контактов 2 Вт, допустимое напряжение 6 В. Диаметр корпуса 18 мм, ножки 9 мм, длина корпуса 308 мм, нижней части термометра — от 85 до 230 мм.

РЕЛЕ ДАВЛЕНИЯ

Реле давления по конструкции близки к манометрическим реле температуры, но в них на упругий элемент непосредственно действует давление, воспринимаемое прибором. Рассматриваемые приборы могут регулировать или контролировать низкое давление (всасывания) или высокое (нагнетания). Такие одноблочные (состоящие из одного блока) реле обозначают соответственно РДН и РДВ. Применяют также реле давления РД с двумя чувствительными элементами (блоками низкого и высокого давления) и общей контактной группой. Контакты РДН размыкаются при понижении давления, контакты РДВ—наоборот, при его повышении. Первый из этих приборов может служить для регулирования производительности компрессора (по способу пусков и остановок), а также для защиты машины от недопустимого понижения давления кипения, второй (РДВ) — только для защиты от опасного повышения давления нагнетания.

Технические характеристики шкальных реле давлений, применяемых в малых холодильных машинах общего назначения, приведены в табл. 78.

Таблица 78

Характеристика	РД-1-03	РД-2-03	РД-3-01	РД-3-02
Тип	РДН	РДВ	РД	РД
Диапазон настройки, кПа				
блок низкого давления				
давление размыкания				
абсолютное, от	70	—	70	80
избыточное, до	400	—	400	700
дифференциал, от	40	—	30	50
до	245	—	245	245
блок высокого давления				
давление размыкания				
избыточное от	—	700	700	800
до	—	1900	1900	2300
дифференциал от	—	200	200	250
до	—	500	500	500
Максимальное допустимое избыточное давление, кПа				
блок низкого давления	1200	—	1200	1600
блок высокого давления	—	2100	2100	2900
Разрывная мощность в цепи переменного тока, В·А	150	150	150	150
Масса, кг	0,85	0,75	1,2	1,5

РЕЛЕ КОНТРОЛЯ СМАЗКИ

Это реле воспринимает разность давлений, создаваемую масляным насосом компрессора. Прибор отличается от реле давлений РД тем, что чувствительные элементы двух блоков действуют на общую контактную систему в противоположных направлениях. Регулируемая величина (разность давлений масла) может быть ниже заданной как при нормальном пуске компрессора, так и при аварийной обстановке. В связи с этим в реле включен элемент выдержки времени, который позволяет пустить компрессор в ход при выключенном реле.

Реле контроля смазки РКС-1 имеет диапазон настройки разности давлений от около 20 до 180 кПа, разность давлений замыкания и размыкания около 30 кПа, максимально допустимое давление 1,2 МПа. Максимально допустимая разность давлений около 50 кПа (если масляный насос создает большее давление масла, то должен открыться перепускной клапан и сбросить избыток масла в картер компрессора). Разрывная мощность контактов 150 В·А в сети переменного тока напряжением 220 В. Габаритные размеры: высота 232 мм, ширина 85 мм, глубина 61 мм; масса 1,1 кг.

РЕГУЛЯТОРЫ ПЕРЕГРЕВА (ТРВ)

Регулятор перегрева — терморегулирующий вентиль (ТРВ) — это основной автоматический прибор для регулирования заполнения испарителей малых холодильных машин. Различают ТРВ с внутренним и внешним уравниванием. Первые используют в наиболее распространенных машинах с одним змеевиковым испарителем, падение давления в котором относительно невелико.

ТРВ с внешним уравниванием применяют либо для испарителей, в которых происходит большое падение давления фреона, либо в аппаратуре, где от одного ТРВ (через распределительное устройство) фреон подается в несколько параллельных змеевиков.

Рассмотрим пример работы ТРВ на фреоне-12 при температуре кипения —15°С. ТРВ с внутренним уравниванием подает фреон в испаритель, падением давления в котором можно пренебречь (давление в испарителе 182 кПа, температура кипения —15°С).

В точке *I* (рис. 150, *а*) весь фреон превращается в пар, температура которого начинает повышаться. Баллон термочувствительной системы ТРВ прикреплен в точке *II*. В этом месте перегрев пара достигает 5°С (его температура равна —10°С). Тогда давление в термочувствительной системе будет 218 кПа, давление на мембрану сверху на 36 кПа больше, чем снизу. Клапан будет отходить от седла до тех пор, пока его не остановит пружина.

Если количество жидкости в испарителе возрастет, то перегрев пара уменьшится, давление в термочувствительной системе упадет, клапан начнет прикрываться. При минимальном перегреве (например, 3°С), зависящем от натяжения пружины, клапан закроется. Чем больше натяжение пружины, тем меньше будет заполнен испаритель. При остановке компрессора движение пара прекращается, перегрев становится равным нулю и ТРВ закрывается.

С увеличением теплопритока к испарителю жидкость начнет отступать от точки *I*, перегрев увеличится, давление в термочувствительной системе возрастет. Пружина дополнительно сожмется, игла отойдет от седла, и подача холодильного агента в испаритель увеличится.

Рассмотрим работу того же ТРВ при установке его на испарителе, в котором происходит падение давления на 20 кПа. При той же температуре кипения у входа в испаритель —15°С, у выхода (в точке *I*) она составит —18°С и перегрев 5°С будет соответствовать температуре термобаллона —13°С (а не —10°С, как раньше). При этом перегреве давление в термочувствительной системе равно ~200 кПа, следовательно, клапан будет закрыт. Он откроется на прежнюю величину только при температуре термобаллона —10°С, но этому будет соответствовать перегрев пара уже не 5, а 8°С, что ухудшит работу испарителя.

Этот недостаток устраняется при использовании ТРВ с внешним уравнением (рис. 150, *б*). Здесь при понижении температуры термобаллона до —13°С давление на мембрану уменьшится до ~ 200 кПа, но упадет и давление снизу — до 163 кПа. Их разность практически не отличается от той же

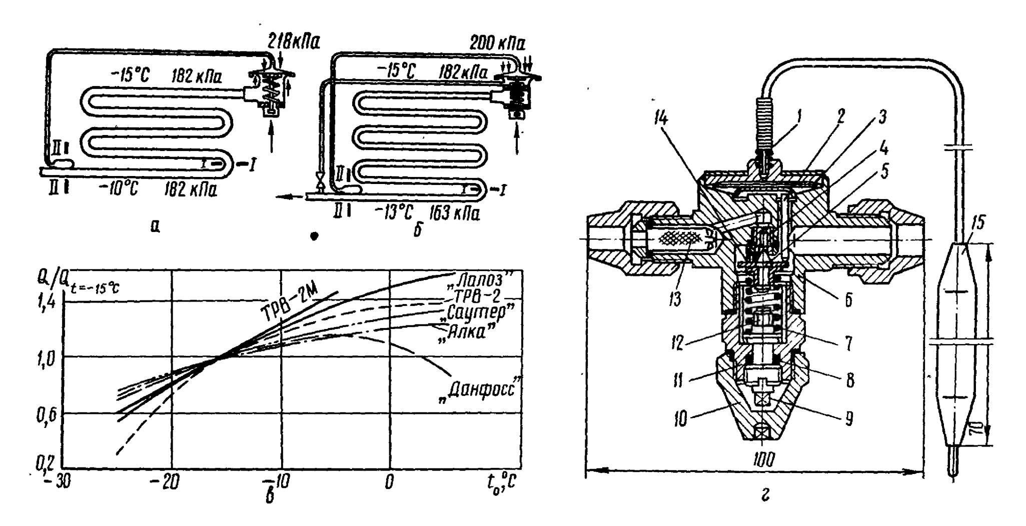


Рис. 150. Терморегулирующие вентили:

а, б — схема ТРВ с внутренним (*а*) и внешним (*б*) уравниванием; *в* — зависимость производительности ТРВ от температуры кипения; *г* — мембранный ТРВ.

величины в предыдущем примере, поэтому клапан ТРВ будет открыт на заданную величину, несмотря на падение давления в испарителе. Недостатком ТРВ с внешним уравниванием является большая сложность конструкции и монтажа.

ТРВ с внешним уравниванием рекомендуется применять при падении давления в испарителе:

Температура кипения, °С	10—0	—5÷—15	—20÷—30
Падение давления, кПа	18	10	4

Производительность ТРВ зависит, во-первых, от его настройки (натяжения пружины) и, во-вторых, от перегрева выходящего пара. Обычно перегрев в момент начала открывания клапана составляет от 2 до 6°С, а изменение перегрева, необходимое для перемещения клапана в положение, соответствующее расчетной производительности, — до 4°С. Общий (расчетный) перегрев обычно равен от 5 до 8°С.

При изменении температуры кипения производительность ТРВ не остается постоянной, так как с понижением давления, действующего на чувствительный элемент, клапан прикрывается. На рис. 150, *в* показано изменение производительности различных ТРВ в зависимости от температуры кипения [137]. На графике показаны относительные величины (производительность при —15°С принята за единицу). При понижении температуры кипения от —10 до —25°С для сохранения производительности ТРВ требуется возрастание перегрева на 5—10°С.

Мембранные терморегулирующие вентили изготовляют в металлическом корпусе (рис. 150, *г*). Тартуский приборостроительный завод выпускает мембранные ТРВ холодопроизводительностью от 0,4 тыс. ккал/ч (0,46 кВт) и выше. Намечено освоение параметрического ряда ТРВ производительностью 0,4; 0,63; 1,0 ... тыс. ккал/ч (0,46; 0,74; 1,16... кВт), соответствующего ряду R5 предпочтительных чисел. Производительность указана при перегреве около 4°С и $t_к = 30°С$.

Диапазон температур кипения: исполнения В — от —10 до +20°С; —Н от —40 до —10°С (или 0°С). Изготовляют также ТРВ исполнений X и Г для

более низких температур. ТРВ холодопроизводительностью 1000 ккал/ч (1,16 кВт) на фреоне-12 для температур кипения от —40 до —10°С обозначается 12 ТРВ 1.ОН.

Перегрев ТРВ исполнения Н можно регулировать в пределах от 2 до 10°С. В закрытом положении допускается протекание от 1 до 2,5% нормального расхода (при проверке на воздухе).

Термочувствительная система ТРВ состоит из термобаллона *15*, капиллярной трубки *1* и полости над мембраной *3*, заполненных фреоном-12. Перемещение мембраны передается двумя толкателями *2* пластине *14*, в которую вставлена игла *5*. Мембрана толщиной 0,15 мм сделана из бериллиевой бронзы. Для увеличения перемещения на поверхности мембраны нанесены кольцевые гофры. На клапан снизу действует пружина *7*, стремящаяся закрыть отверстие в седле *4* с фторопластовой втулкой. Натяжение пружины регулируется винтом *9*, выведенным через резиновое уплотнение *8*, и гайкой *12*. Колпачок *10* предохраняет от возможных утечек фреона и обмерзания сальника. Детали корпуса *6* и *11* штампованы из латуни. На входе в ТРВ установлен сетчатый фильтр *13*.

Регуляторы перегрева с ограничителем давления кипения имеют специальное устройство (упругую коробку, сильфон), закрывающее клапан при повышении давления кипения выше заданной величины [166]. Регулятор этого типа защищает электродвигатель компрессора от перегрузок.

Регуляторы перегрева с дифференциальным термометром сопротивления имеют совершенно иной принцип действия. Датчик прибора, непосредственно измеряющий перегрев пара в испарителе, управляет двухпозиционным исполнительным механизмом [122]. Приборы точней, чем ТРВ, но сложней и дороже.

Распределительные устройства необходимы для работы одного ТРВ с несколькими параллельными змеевиковыми испарителями, гидравлическое сопротивление и тепловые нагрузки которых обычно не одинаковы.

Распределительные устройства имеют большое гидравлическое сопротивление (около 100 кПа). Их назначение — сблизить величины сопротивления отдельных змеевиков. Например, если к одному ТРВ параллельно присоединены два испарителя с сопротивлениями 1 и 3 кПа, то во второй будет поступать мало жидкости. Если же присоединить к ним распределительное устройство и общее сопротивление каждой ветви составит 101 и 103 кПа, то змеевики будут работать одинаково.

Распределительные устройства применяют только с ТРВ, которые имеют внешнее уравнивание, поэтому допускают большое падение давления между прибором и выходом из испарителя.

Конструкции распределительных устройств представлены рис. 151, *а—г*. Фирма «Данфосс» изготовляет два типа таких устройств — для меньшего числа труб тип I (рис. 151, *б*), для большего тип II (рис. 151, *в*) с фланцевыми соединениями. Максимальное число параллельных труб, которое можно присоединить к одному распределителю, зависит от их наружного диаметра.

	Диаметр трубы, мм				
	5	6	8	10	12
I	10—14	8—10	5—8	4—6	4
II	22—35	10—28	15—22	12—18	10—14

Производительность ТРВ при включении распределительного устройства уменьшается на 20—30%. При использовании распределительных устройств трубки испарителя должны иметь одинаковую длину от 0,3 до

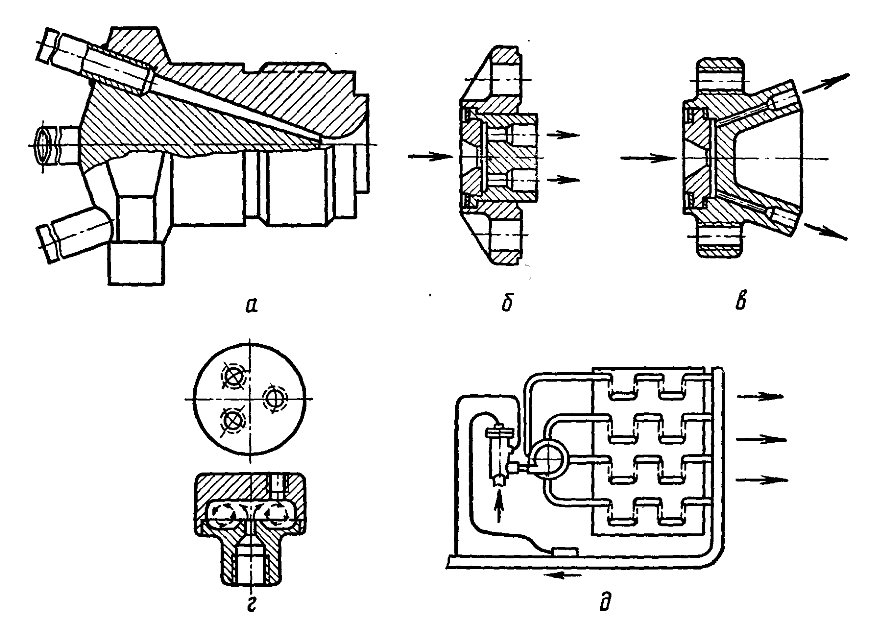


Рис. 151. Распределительные устройства ТРВ: конструкции (*а — г*) и схема присоединения (*д*).

1,0 м. Поток воздуха, обдувающего испаритель, должен поступать одновременно на первые от распределительного устройства трубы, чтобы параллельно включенные змеевики находились в одинаковых условиях (рис. 151, *д*).

ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

Приборы этого типа, применяемые в малых холодильных машинах, подразделяются на следующие группы.

Регуляторы давления «до себя» поддерживают постоянные давления в регулируемом объекте до клапана. При повышении давления проход регулятора увеличивается. Приборы применяют для точного поддержания заданной температуры охлаждаемого объекта, а также давления в конденсаторах, охлаждаемых наружным воздухом в зимнее время.

Регуляторы давления «после себя» поддерживают давление после клапана. Они выполняют одну из следующих функций:

ограничивают повышение давления всасывания для защиты электродвигателя компрессора от перегрузки при пуске (прибор устанавливается на всасывающей линии);

ограничивают понижение давления всасывания для регулирования холодопроизводительности и устранения вспенивания масла в картере при пуске компрессора (прибор устанавливают на обводном трубопроводе между всасывающей и нагнетательной линиями);

регулируют подачу холодильного агента в испаритель и закрывают жидкостную линию при остановке компрессора. Этот прибор — барорегулирующий вентиль — устанавливают на жидкостной линии перед испарителем. Конструкции регуляторов давления рассмотрены в специальной литературе [121, 122, 162].

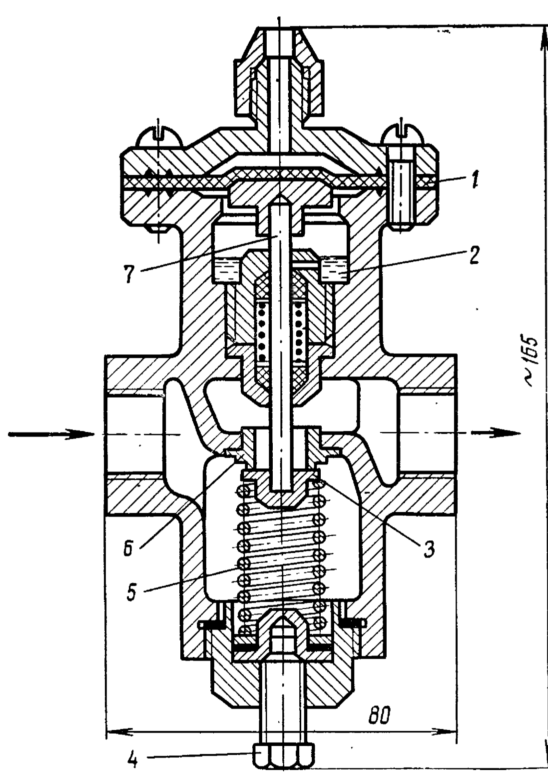


Рис. 152. Водорегулятор ИВР-1,5.

Водорегуляторы поддерживают давление конденсации в машинах с водяным конденсатором, регулируя подачу охлаждающей воды. Иногда их конструктивно объединяют с реле высокого давления.

Водорегулятор ИВР-1,5 для фреона-12 показан на рис. 152. При повышении давления конденсации резиновая мембрана *1* прогибается книзу и стержень *7* отводит клапан *3* от седла *6*. При уменьшении тепловой нагрузки конденсатора клапан перемещается пружиной *5* к седлу и расход воды сокращается.

В полость *2* налито масло, в случае повреждения мембраны *1* фреон задерживается масляным затвором. Для настройки диапазона служит винт *4*. Давление воды перед вентилем должно быть не менее 80 кПа. Максимальная производительность водорегулятора 1 м^3/ч. Давление начала открывания от 200 до 600 кПа, неравномерность 200—300 кПа.

ПРОГРАММНЫЕ РЕЛЕ

Программные реле в малых холодильных установках применяют преимущественно для удаления инея с испарителей, а также для выключения кондиционеров в учреждениях после окончания рабочего дня и переключения вентиляторов бытовых кондиционеров на меньшую частоту вращения ночью. Реле состоит из синхронного электродвигателя с редуктором, на выходной оси которого нанесена круглая шкала с делениями, несущая установочные штифты. Один из них замыкает, а другой размыкает контакты. Изменяя расположение штифтов, можно получить требуемую длительность и периодичность циклов. В некоторых приборах предусмотрен ручной выключатель. Изготовляют также комбинированные приборы, объединяющие в общем корпусе программное реле и реле температуры (или реле давления). Первое дает сигнал к началу, а второй — к окончанию цикла оттаивания.

Программное реле 2РВМ приводится в движение часовым механизмом, который периодически заводится электродвигателем. Реле имеет два диска, один из которых делает один оборот в час, другой — в сутки. На каждом диске в заданном положении устанавливают штифты, включающие и выключающие контакты [1]. Минимальная продолжительность цикла — 0,5 ч.

Максимальная сила тока 15 А (220 В, безындуктивная нагрузка) или 5 А (220 В, индуктивная нагрузка).

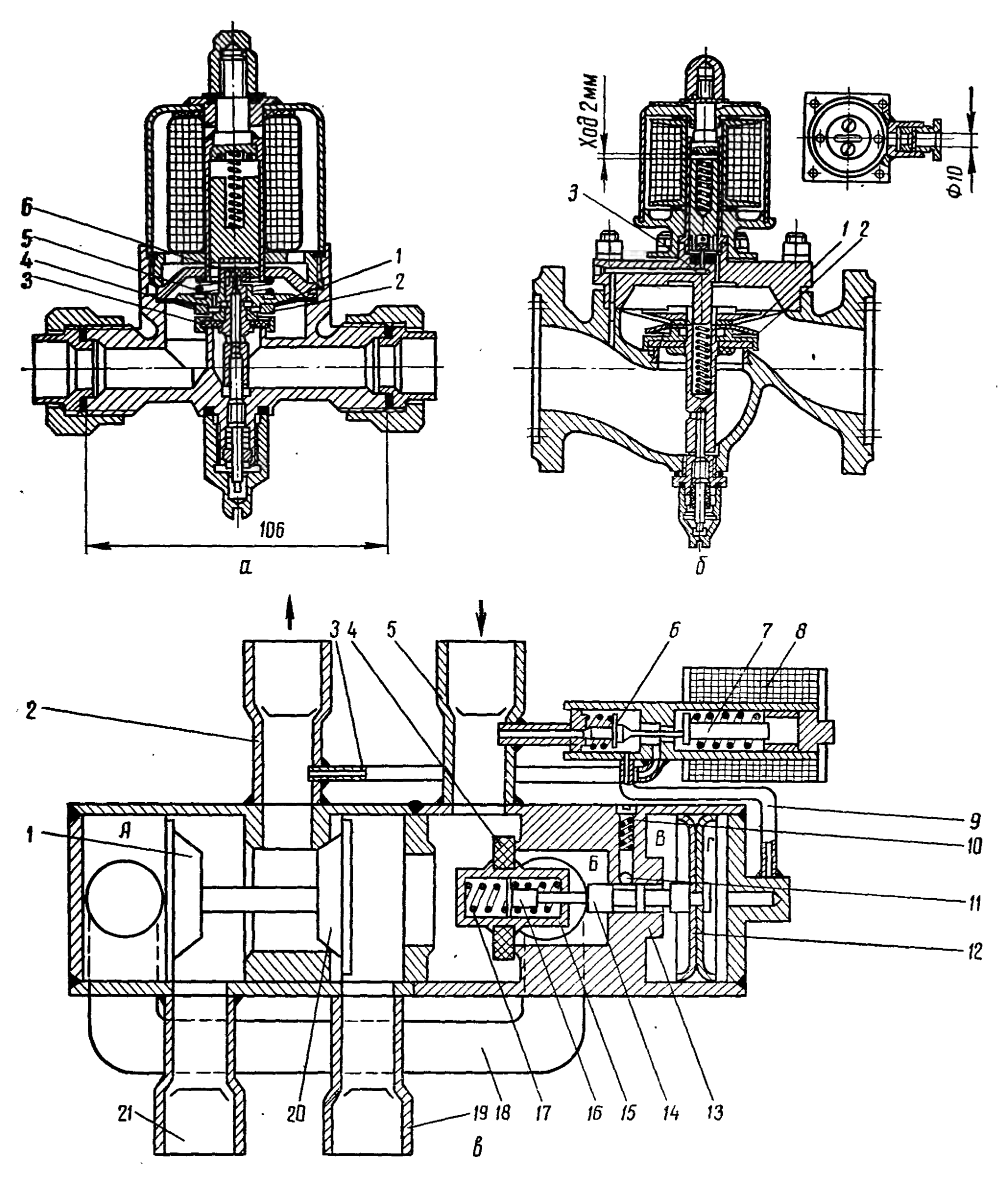


Рис. 153. Соленоидные вентили:
а — СВМ-15; *б* — СВМ-40; *в* — переключатель потоков АПР.

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Наиболее распространенные исполнительные механизмы, применяемые при автоматизации холодильных установок,— это соленоидные (электромагнитные) вентили. При включении катушки электромагнита вентиль открывается, при выключении — закрывается. Чаще всего команда закрыть вентиль дается в момент выключения двигателя компрессора.

Распространены также исполнительные механизмы, использующие энергию холодильного агента [121, 122, 166].

Мембранные соленоидные вентили СВМ. В градацию мембранных соленоидных вентилей СВМ входит ряд моделей, которые разделяются на две

группы: 1) с условным проходом от 6 до 15 мм (три модели); 2) 25 мм и более.

Соленоидный вентиль СВМ-15 (рис. 153, *а*) принадлежит к первой группе. Камера над основным клапаном *3* отделена от напорной линии мембраной *1* из прорезиненной ткани. В эту полость жидкость проходит через фильтрующую шайбу *4* по щели *2* высотой 0,3 мм и далее через отверстие диаметром 1 мм. При включении катушки управляющий клапан *6* поднимается, давление над мембраной *1* падает и клапан *3* открывается. После выключения вентиля пружина *5* закрывает клапан. Во всех трех моделях использован одинаковый электромагнит. Ход управляющего клапана равен 6 мм.

Соленоидные вентили второй группы (рис. 153, *б*) также имеют мембрану *1* и фильтрующую шайбу *2*, но здесь седло вспомогательного клапана неподвижно. После открывания вспомогательного клапана жидкость выходит по специальному каналу *3*, сделанному в крышке и корпусе. Вентили СВМ могут поставляться с катушками для включения в электрические сети напряжением 127, 220 и 380 В переменного и 12, 24, 110 и 220 В постоянного тока. Потребляемая мощность 10—20 Вт (постоянный ток), 40 В·А (переменный ток). Максимальное рабочее давление 1,6 МПа; температура рабочей среды от —40 до 45°С. Приборы первой группы могут открываться в линиях без давления, в приборах второй группы для этого требуется разность давлений около 100 кПа. Максимальная разность давлений во всех случаях не должна превышать 1,6 МПа.

Переключатель потоков. Соленоидный вентиль АПР для автоматического переключения режимов работы машины (рис. 153, *в*) применяется в схемах автоматического оттаивания испарителей, а также в круглогодичных кондиционерах — для переключения нагнетательного и всасывающего трубопроводов [50, 122]. При выключении катушки *8* пружина перемещает сердечник *7* влево и клапан *6* закрывает левое седло. При этом давление в трубах *3* и *9* выравнивается с давлением всасывания. Тогда клапаны *1* и *20* прижимаются к своим седлам давлением нагнетания, патрубки *21* и *2*, а также патрубки *5* и *19* соединяются.

При включении катушки *8* сердечник *7* передвигается вправо и клапан *6* закрывает правое седло. При этом в трубе *9* и полости *Б* устанавливается давление нагнетания, клапан *12* со штоком *14* перемещается влево, толкатель *16* доходит до клапана *4* и отводит его от седла. Давление вокруг клапана *4* выравнивается и пружина *17* в обойме *15* резко прижимает его к левому седлу. Пружина *10* и шарик *11* в стакане *13* устраняют случайные колебания штока *14*.

Тогда пар высокого давления по трубе *18* поступает в полость *А*, клапан *1* перемещается вправо (площадь клапана *20* меньше, чем клапана *1*). Направление потоков пара при этом изменяется: соединяются патрубки *19* и *2*, а также *21* и *5*.

КАПИЛЛЯРНЫЕ ТРУБКИ

Основные размеры. Капиллярные трубки, как правило, изготовляют внутренним диаметром от 0,5 до 2 мм и длиной от 0,5 до 5 м. Наибольшее распространение получили трубки с $d = 0{,}8 \div 1$ мм.

ГОСТ 2624—67 «Капиллярные трубки» предусматривает для холодильных установок изготовление трубок (из томпака Л96 или меди М2 или М3) внутренним диаметром 0,80; 0,82 и 0,85 мм, наружным диаметром 2,10 ± ± 0,10 мм. Овальность трубок — до ±0,10 мм.

Поставку трубок производят в бухтах или отрезках. Наружная и внутренняя поверхности трубок должны быть чистыми, канал — не загрязнен пылью, маслом и окалиной.

Трубки должны выдержать испытание на герметичность (под водой) давлением 4—5 МПа (40—50 кгс/см^2), а по требованию потребителя 7—8 МПа (70—80 кгс/см^2).

Пропускная способность трубок должна находиться в следующих пределах (табл. 79).

Таблица 79

Диаметр d, мм	Давление воздуха или азота у входа		Пропускная способность, дм^3/мин
	МПа	кгс/см^2	
0,80	0,8	8	5,9—6,5
0,82	0,8	8	6,5—7,1
0,85	0,8	8	По соглашению
0,85	0,5	5	3,5—3,9

Пропускную способность трубок проверяют ротаметром или другим расходомером, либо по эталонам, согласованным между потребителем и изготовителем.

В США с 1972 г. принят ряд капиллярных трубок внутренним диаметром: 0,66; 0,79; 0,91; 1,07; 1,12; 1,27; 1,40; 1,50; 1,63; 1,78; 1,90; 2,03;2,16 и 2,29 мм. Допуск на внутренний диаметр ±0,025 мм.

Размеры капиллярных трубок для холодильных машин предварительно определяют с помощью номограмм [16, 54, 126, 162, 190] и уточняют на основе специальных, широко поставленных опытов, при различных температурах воздуха и охлаждаемого объекта.

Определение размеров. В основу расчета [190] положены результаты испытаний базовой трубки внутренним диаметром 1,625 мм, длиной 2,03 м (отношение $\frac{L}{d} = 1250$). Расчет ведут в несколько этапов.

1. Определяют условия работы капиллярной трубки. Температуру кипения t_0 принимают: для бытовых холодильников и среднетемпературного торгового оборудования от —10 до —20°С, для морозильников от —20 до —32°С, кондиционеров от 1 до 5°С; температуру конденсации $t_к$ от 30 до 45°С; переохлаждение у входа в трубку Δt_1 от 2 до 5°С. Расчет ведут при номинальных и повторяют при граничных значениях этих величин.

2. Предварительно выбирают размеры. Внутренний диаметр d трубки выбирают в зависимости от номинальной производительности компрессора $G_а$:

	Номинальная холодопроизводительность $G_а$, кг/ч					
	5	10	20	40	80	160
d, мм (фреон-12)	0,6—0,7	0,7—1,0	1,0—1,4	1,4—1,8	1,8—2,2	2,2
d, мм (фреон-22)	0,6—0,7	0,7—0,9	0,9—1,2	1,2—1,6	1,6—2,0	2,0—2,2

Длину L принимают от 0,9 до 2 м (меньшему диаметру соответствует меньшая длина).

3. Определяют переохлаждение после теплообменника Δt_2. Эта величина равна суммарному переохлаждению у входа в трубку Δt_1 и в регенеративном теплообменнике $\Delta t_{т0}$.

Величину $\Delta t_{т0}$ находят по номограмме (рис. 154), задаваясь разностью температур Θ жидкости и пара у входа в теплообменник, величинами t_0, $t_к$, $G_а$. Диаметр всасывающего трубопровода принимают равным диаметру

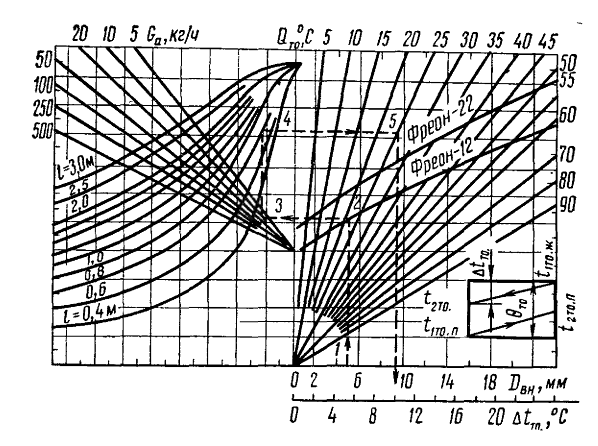


Рис. 154. Номограмма для определения охлаждения жидкости перед капиллярной трубкой.

патрубка компрессора, длину теплообменника L_1 — несколько меньше длины трубки L.

По номограмме находят $\Delta t_{\text{то}}$ (ход расчета показан на номограмме точками *1—2—3—4—5*). Тогда

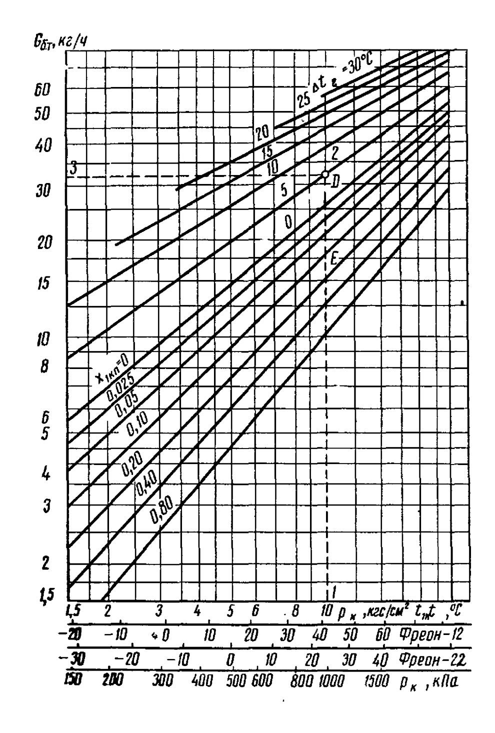
$$\Delta t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_{\text{то}} .$$

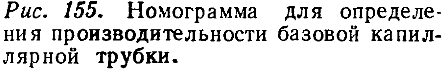
4. Производительность базовой трубки $G_{\text{б.т}_2}$ определяют по давлению конденсации $p_{\text{к}}$ и величине Δt_2 (рис. 155).

5. Производительность предварительно выбранной трубки $G_{\text{к.т}}$ находят, пользуясь рис. 156. Из номограммы определяют отношение φ производительностей выбранной и базовой трубок.

$$G_{\text{к.т}} = \varphi G_{\text{б.т}} .$$

6. Определяют давление у выхода из трубки. По номограмме (рис. 157), зная $p_{\text{к}}$, Δt_2 и отношение $\frac{L}{d}$, находят критическое давление $p_{\text{кр}}$ (линия *1—2—3—4—5*).




Рис. 155. Номограмма для определения производительности базовой капиллярной трубки.

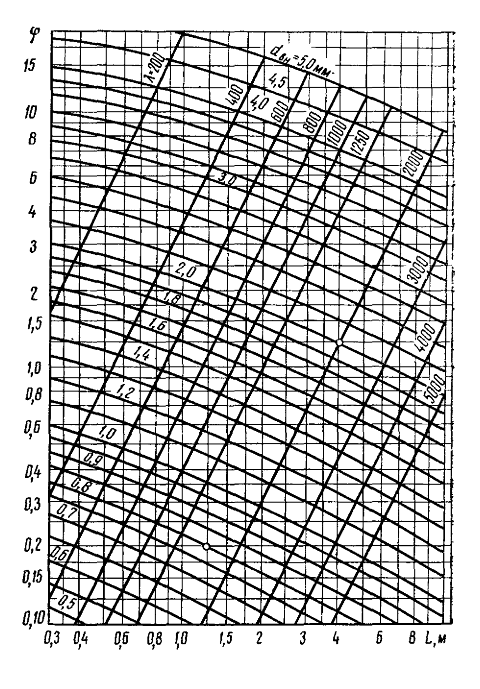


Рис. 156. Номограмма для определения производительности предварительно выбранной капиллярной трубки.

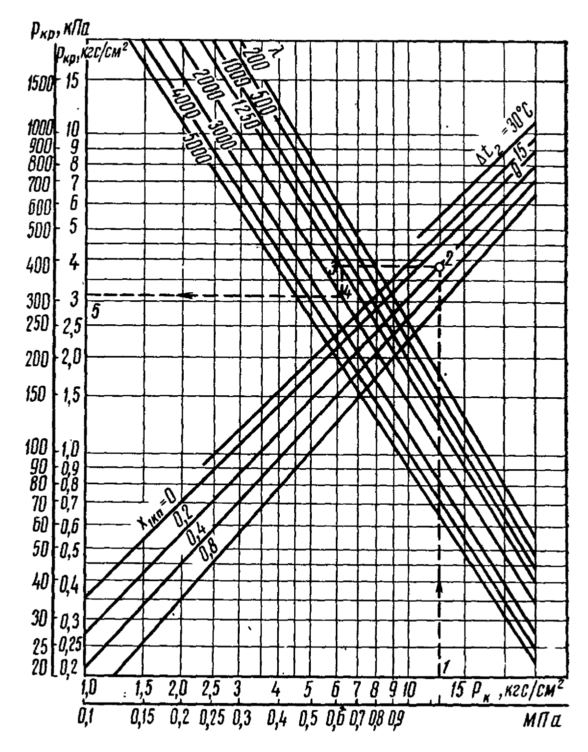


Рис. 157. Номограмма для определения критического давления.

Если $p_0 > p_{кр}$, то следует внести поправку, так как производительность капиллярной трубки снижается до величины

$$G'_{к.т} = \psi G_{к.т}.$$

Коэффициент ψ зависит от отношения

$$\pi = \frac{p_к - p_0}{p_к - p_{кр}}.$$

Этот коэффициент изменяется в следующих пределах:

π	0,2	0,4	0,6	0,8
ψ	0,55	0,8	0,9	0,95

7. Сравнивают $G'_{к.т}$ с производительностью компрессора $G_а$. Если производительность трубки отличается от $G_а$, то изменяют диаметр или длину трубки. Следует учесть, что увеличение диаметра приводит к значительно более быстрому росту производительности, чем уменьшение длины. При возможности лучше увеличить диаметр трубки — это снижает опасность ее засорения.

8. Повторяют расчет. После получения $G_а \approx G'_{к.т}$ проверяют производительность трубки при граничных условиях, указанных в п. 1, и при необходимости корректируют размеры.

После расчета производят всестороннюю опытную проверку машины, уточняя размеры трубки и зарядку системы фреоном и маслом. В заключение определяют пропускную способность трубки на воздухе При дальнейших заводских испытаниях проверяют только расход воздуха.

Глава XI. АВТОМАТИЗАЦИЯ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Все малые холодильные машины автоматизированы полностью. При их автоматизации решаются две основные задачи [121, 136, 162, 166]: автоматическое регулирование основных параметров работы; автоматическая защита машины при возникновении опасных условий. Кроме того, в отдельных типах установок (транспортные, лабораторные) применяются автомати-

ческая сигнализация (обычно при достижении заданной температуры, пусках и остановках компрессоров); автоматический контроль (запись температуры камеры).

Устройства сигнализации и контроля рассмотрены в справочниках [122, 126].

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

При работе малой холодильной установки автоматически поддерживаются в заданных пределах следующие величины: температура охлаждаемого объекта, температура кипения, давление конденсации, перегрев пара в испарителе, толщина слоя инея на испарителе, влажность воздуха.

Одновременно все указанные величины регулируют лишь в отдельных установках. Очень распространены машины без регулирования заполнения испарителя (с капиллярной трубкой). Температуры охлаждаемого объекта и кипения обычно регулируют одновременно.

Температура охлаждаемого объекта. В наиболее распространенных установках с одним охлаждаемым объектом для регулирования его температуры автоматически изменяют холодопроизводительность компрессора. Компрессор проектируют так, чтобы обеспечить заданную температуру при максимальных теплопритоках. Поэтому при снижении нагрузки нужно соответственно уменьшить производительность компрессора. Для этого почти всегда применяют двухпозиционное регулирование по способу пусков и остановок: при понижении температуры воздуха в камере до заданного предела температурное реле останавливает компрессор, при повышении — включает. С уменьшением нагрузки растет время стоянки и сокращается время работы компрессора. Одновременно с температурой объекта изменяется температура кипения. В случае необходимости более точного регулирования температуры кипения этот способ дополняют: между нагнетательным и всасывающим трубопроводами устанавливают пропорциональный регулятор давления «после себя», который возвращает часть сжатого пара к всасывающему патрубку, поддерживая постоянное давление кипения. При этом температурный уровень компрессора повышается и для его охлаждения во всасывающий трубопровод впрыскивают жидкий фреон. Все это значительно повышает удельный расход энергии.

В транспортных установках вместо того, чтобы пускать и останавливать двигатель компрессора, обычно включают и выключают соединительную муфту.

В низкотемпературных установках возможно применение схемы без автоматического регулирования: устанавливают компрессор меньшей производительности и он работает непрерывно; при малых нагрузках температура замороженных продуктов дополнительно снижается. Такая схема позволяет снизить стоимость компрессора, отказаться от температурного реле и повысить надежность машины. Но в связи с ростом эксплуатационных расходов эта схема целесообразна лишь в специальных установках.

В некоторых лабораторных устройствах, где требуется очень точно поддерживать температуру, предусматривают также непрерывную работу компрессора и устанавливают электрический нагреватель с соответствующим регулятором.

В установках с несколькими охлаждаемыми объектами (прилавками, камерами) схемы усложняются (см. главу XII).

Температура кипения. Для того чтобы поддерживать заданную температуру охлаждаемого объекта, необходимо, чтобы температура кипения была не выше предельной, с другой стороны, чрезмерное ее понижение приводит к ухудшению эффективности и надежности машины.

В малых установках температуру кипения обычно регулируют одновременно с температурой объекта, по способу пусков и остановок компрессора. Вместо автоматического прибора, воспринимающего температуру кипения (реле температуры), часто применяют прибор, воспринимающий соответствующее давление всасывания (реле низкого давления) — принципиально эти схемы одинаковы.

Давление конденсации. Понижение давления конденсации до некоторого предела приводит к нарушению нормальной работы дросселирующего устройства, а в машинах с водяным конденсатором — также к избыточному расходу воды. Автоматический прибор — водорегулятор — при падении тепловой нагрузки уменьшает подачу воды, повышая экономичность установки.

В установках с воздушным конденсатором, смонтированным вне помещения, в холодное время года автоматически уменьшают производительность конденсатора, например, сокращают приток холодного воздуха или затопляют часть объема конденсатора.

При повышении давления конденсации до верхнего заданного предела в машинах с комбинированным охлаждением конденсатора автоматически включается подача охлаждающей воды; в машинах иных типов в этом случае реле высокого давления останавливает компрессор.

Перегрев пара в испарителе. Для эффективной работы испарителя следует регулировать его заполнение жидкостью. При недостатке жидкости снижается производительность испарителя, при избытке — производительность и надежность компрессора. Заполнение змеевиковых испарителей обеспечивают, регулируя перегрев пара с помощью терморегулирующего вентиля. В затопленных испарителях эту задачу выполняет регулятор уровня.

Толщина слоя инея на испарителе. Испарители с температурой наружной стенки ниже 0°С покрываются инеем и могут перестать работать, поэтому необходимо их оттаивать.

Ранее в большинстве малых машин для этой цели не применяли специальные приборы. В случае испарителей со свободным движением воздуха, расположенных в камерах с температурой выше 0°С, возможно оттаивание при каждой остановке компрессора; в бытовых холодильниках иней оседает на листотрубных испарителях медленно и периодически удаляется вручную.

Но ребристые испарители с принудительным движением воздуха могут удовлетворительно работать только при автоматическом оттаивании. В современных малых холодильных машинах всех типов для улучшения условий эксплуатации все шире применяют автоматизацию этого процесса.

Влажность воздуха. В помещениях с повышенной влажностью устанавливают механические осушители воздуха, работа которых регулируется с помощью реле влажности. Автономные кондиционеры, управляемые реле температуры, также поддерживают влажность воздуха, но в сравнительно широких пределах.

Коэффициент рабочего времени. При максимальной тепловой нагрузке коэффициент рабочего времени компрессора, т. е. отношение времени работы ко всему времени, принимают $b_{расч} = 0,7 \div 0,8$.

Этим обеспечивается необходимый резерв. Кроме того, при $b > 0,8$ цикличный режим поддерживается неустойчиво, машина переходит на непрерывную работу.

Как показали результаты испытаний автоматических малых холодильных установок [166], коэффициент рабочего времени в зависимости от сезона изменяется следующим образом:

$$b_{зимн} = (0,1 \div 0,3)\, b_{расч},$$

$$b_{вес} = b_{ос} = (0,4 \div 0,6)\, b_{расч},$$

$$b_{летн} = b_{расч}.$$

Но существуют объекты, у которых и в зимнее время нагрузки близки к максимальным. В среднем за год обычно $b_{год} \approx 0,5$.

АНАЛИЗ РАБОТЫ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

Расчет холодильных машин обычно производят в нескольких установившихся режимах, пользуясь характеристиками компрессора, конденсатора и испарителя. В действительности все малые холодильные машины работают в переменном режиме: после автоматического пуска температура кипения непрерывно понижается, а после остановки повышается.

Аналитический расчет. Впервые теорию работы холодильной машины при переменных режимах предложил Б. С. Вейнберг, представив характеристику компрессора в виде параболы

$$Q_0 = L + M\,(t_0 - N)^2, \qquad \text{(XI—1)}$$

где L, M, N — постоянные.

Вместе с тем был разработан графоаналитический способ расчета машины при цикличной работе [13].

Исследование условий работы холодильных машин при позиционном регулировании, выполненное автором, показало возможность применения линейной аппроксимации характеристик компрессора [159]. На этой основе нами был предложен метод расчета, позволивший определить не только холодопроизводительность, но и энергетические показатели машины — мощность и холодильный коэффициент, а также перейти к выбору оптимальных режимов работы.

При двухпозиционном регулировании работы компрессора температура кипения изменяется в сравнительно узких пределах (не более 17°C). При этом холодопроизводительность компрессоров (с погрешностью до 2,5%) можно представить в виде

$$Q_0 = at_0 + c, \qquad \text{(XI—2)}$$

где a и c — постоянные.

Потребляемая мощность (с погрешностью до 1%).

$$N_э = lt_0 + m, \qquad \text{(XI—3)}$$

где l и m — постоянные.

Таким же образом, в виде уравнения прямой линии могут быть выражены зависимости производительности и потребляемой мощности нескольких компрессоров от температуры кипения.

Цикл работы автоматической холодильной машины состоит из двух частей:

рабочей — компрессор включен, температуры холодильного агента в испарителе и металла испарителя понижаются от t_1 (при пуске) до t_2 (при остановке);

нерабочей — компрессор выключен, но от охлаждаемого объекта продолжает отводиться тепло; температура испарителя повышается от t_2 до t_1.

В *рабочую часть цикла* за элементарный отрезок времени $d\tau_р$ машина отводит от системы тепло

$$dQ = Q_0\, d\tau_р = (at_0 + c)\, d\tau_р, \qquad \text{(XI—4)}$$

в том числе от охлаждаемого объекта

$$dQ' = (kF)_р (t_{об} - t_0)\, d\tau_р , \qquad (XI-5)$$

где $(kF)_р$ — произведение коэффициента теплопередачи испарителей в рабочую часть цикла на площадь их поверхности;

$t_{об}$ — температура охлаждаемого объекта;

от холодильного агента и металла испарителей

$$dQ'' = B(-dt_0), \qquad (XI-6)$$

где B — теплоемкость испарителя (кипящего холодильного агента и металла).

Температура металла испарителей принята равной температуре кипения, так как тепловое сопротивление со стороны кипящего холодильного агента составляет лишь небольшую часть общего.

Система обладает самовыравниванием: при понижении температуры кипения производительность компрессора уменьшается, а теплоприток к объекту увеличивается. При некоторой минимальной температуре кипения t_{0min} (при $dt_0 = 0$) теплоприток dQ' станет равен производительности компрессора dQ.

Из уравнений (XI—4) и (XI—5)

$$t_{0\,min} = \frac{(kF)_р t_{об} - c}{(kF)_р + a} . \qquad (XI-7)$$

Но еще до этого, когда температура кипения достигнет заданного нижнего предела $t_2 > t_{0min}$, компрессор будет остановлен двухпозиционным регулятором.

Из уравнений (XI—4), (XI—5), (XI—6) и (XI—7)

$$d\tau_р = -\frac{B}{(kF)_р + a} \cdot \frac{dt_0}{t_0 - t_{0\,min}} . \qquad (XI-8)$$

Общую длительность рабочей части цикла (время работы компрессора) можно найти после интегрирования

$$\Delta\tau_р = \frac{B}{(kF)_р + a} \ln \frac{t_1 - t_{0\,min}}{t_2 - t_{0\,min}} . \qquad (XI-9)$$

Количество холода, создаваемое машиной за цикл,

$$\Delta Q = \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_0\, d\tau_р = \frac{B}{(kF)_р + a}\left[a \int_{t_1}^{t_2} \frac{t_0}{t_0 - t_{0\,min}}\, dt_0 + c \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt_0}{t_0 - t_{0\,min}}\right];$$

после преобразования

$$\frac{t_0}{t_0 - t_{0min}} = 1 + \frac{t_{0\,min}}{t_0 - t_{0min}}$$

и интегрирования получим

$$\Delta Q = \frac{B}{(kF)_р + a}\left[a(t_1 - t_2) + (a t_{0\,min} + c) \ln \frac{t_1 - t_{0\,min}}{t_2 - t_{0\,min}}\right] . \qquad (XI-10)$$

Зависимость температуры кипения от времени работы компрессора можно найти из уравнения (XI—8)

$$t_{0р} = t_{0\,min} + e^{-\tau/T_р}(t_1 - t_{0\,min}), \qquad (XI-11)$$

где $T_р$ — постоянная времени в рабочую часть цикла; $T_р = \dfrac{B}{(kF)_р + a}$.

Длительность нерабочей части цикла определяем из уравнения теплового баланса испарителя.

За время $d\tau_{нр}$ приток тепла к испарителю

$$dQ_{нр} = (kF)_{нр} (t_{об} - t_0) \, d\tau_{нр} . \qquad (XI-12)$$

Произведение коэффициента теплопередачи испарителя k на площадь теплопередающей поверхности F во время рабочей и нерабочей части цикла и соответственно в уравнениях (XI—5) и (XI—12) обычно имеет различные значения.

Тепло $dQ_{нр}$ расходуется на повышение температуры и давления холодильного агента и температуры металла испарителя:

$$dQ_{нр} = B \, dt_0. \qquad (XI-13)$$

Отсюда

$$d\tau_{нр} = \frac{B}{(kF)_{нр}} \cdot \frac{dt_0}{t_{об} - t_0} . \qquad (XI-14)$$

В нерабочей части цикла температура кипения стремится к предельному хранению, равному температуре объекта $t_{об}$. Но при заданном верхнем пределе $t_1 < t_{об}$ компрессор снова будет включен.

Зависимость температуры кипения от времени в нерабочей части цикла находим из уравнения (XI—14); после интегрирования

$$t_{0нр} = t_{об} - e^{-\tau/T_{нр}} (t_{об} - t_2), \qquad (XI-15)$$

где $T_{нр}$ — постоянная времени в нерабочую часть цикла:

$$T_{нр} = B/(kF)_{нр} . \qquad (XI-16)$$

Длительность нерабочей части цикла, при которой температура кипения повышается от t_2 до t_1, из уравнения (XI—14)

$$\Delta\tau_{нр} = \frac{B}{(kF)_{нр}} \ln \frac{t_{об} - t_2}{t_{об} - t_1} . \qquad (XI-17)$$

Это уравнение получено в предположении, что температура холодильного агента повышается во всем интервале температур от t_2 до t_1 только за счет теплопритока от охлаждаемого объекта. Но после остановки компрессора регулятор заполнения испарителя (например, терморегулирующий вентиль) закрывается не сразу (рис. 158).

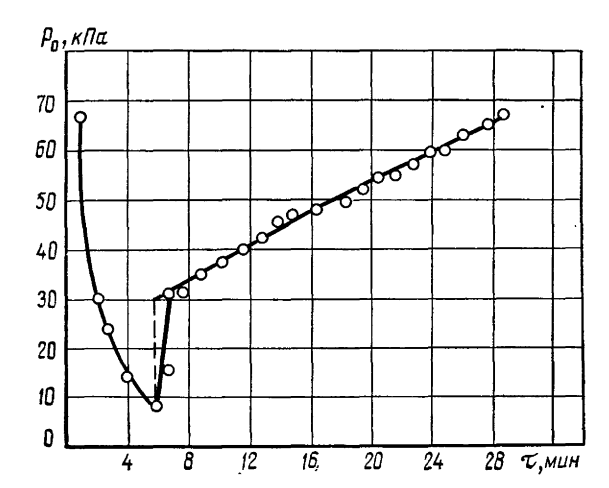


Рис. 158. Влияние неравномерности автоматического регулирующего вентиля на давление кипения.

В результате притока теплой жидкости температура кипения резко возрастает, затем некоторое время остается почти постоянной (пока не повысится температура металла испарителя) и после этого начинает относительно медленно подниматься за счет тепла, отводимого от охлаждаемого объекта.

В этом случае следует различать температуру t_2, при которой компрессор останавливается, и температуру t_2', при которой начинается процесс отепления испарителя

за счет отвода тепла из камеры. Уравнение (XI—17) для этого случая можно записать в виде

$$\Delta\tau_{нр} = \frac{B}{(kF)_{нр}} \ln \frac{t_{об} - t_2'}{t_{об} - t_1}. \qquad (XI—18)$$

Протекание процессов в нерабочей части цикла изменяется и в случае оттаивания инея после каждой остановки. На рис. 159 показано такое изменение давления кипения в испарителе торгового холодильного шкафа. Длительность каждого цикла возрастает на время таяния инея.

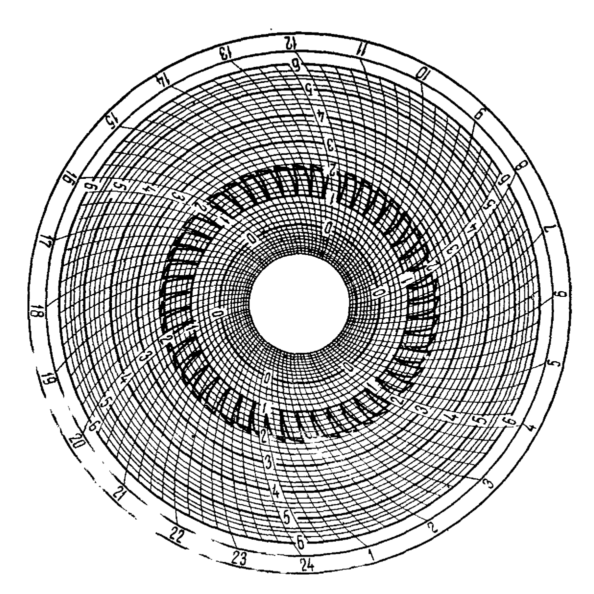


Рис. 159. Изменение давления кипения при оттаивании инея с испарителя в нерабочую часть цикла.

Характеристики цикла легко определить из предыдущего.

Средняя холодопроизводительность, т. е. количество тепла, отводимое в час от охлаждаемого объекта,

$$Q_{0\,ср} = \frac{\Delta Q}{\Delta\tau_р + \Delta\tau_{нр}}; \qquad (XI—19)$$

она должна быть равна тепловой нагрузке установки Q.

Коэффициент рабочего времени компрессора

$$b = \frac{\Delta\tau_р}{\Delta\tau_р + \Delta\tau_{нр}}. \qquad (XI—20)$$

С увеличением тепловой нагрузки Q коэффициент рабочего времени возрастает. В установках с двумя компрессорами при этом наступает такой момент, когда производительность одного компрессора становится равной тепловой нагрузке испарителя, температура $t_{0\min}$, входящая в уравнение (XI—7), достигает значения t_2 и компрессор перестает работать циклично.

При дальнейшем увеличении нагрузки температура кипения будет возрастать и соответственно увеличится производительность компрессора. Когда температура достигнет верхнего заданного предела, будет пущен в ход второй компрессор. При работе двух компрессоров процесс будет протекать по-прежнему, увеличатся лишь коэффициенты в уравнениях (XI—2) и (XI—3), так как Q_0 и $N_э$ в этом случае выражают холодопроизводительность и потребляемую мощность двух компрессоров.

Общий расход электроэнергии за цикл

$$\Delta N_э = \int_{\tau_1}^{\tau_2} N\, d\tau_р. \qquad (XI—21)$$

Интегрируя так же, как при определении ΔQ, найдем

$$\Delta N_э = \frac{B}{(kF)_р + a}\left[l(t_1 - t_2) + (lt_{0\min} + m) \ln \frac{t_1 - t_{0\min}}{t_2 - t_{0\min}}\right]. \qquad (XI—22)$$

Средняя потребляемая мощность

$$N_{\text{ср}} = \frac{\Delta N}{\Delta\tau_{\text{р}} + \Delta\tau_{\text{нр}}}. \tag{XI—23}$$

Холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon_{\text{ср}} = \frac{Q_{0\,\text{ср}}}{N_{\text{ср}}} \tag{XI—24}$$

может быть найден из уравнений (XI—10) и (XI—22)

$$\varepsilon_{\text{ср}} = \frac{a(t_1 - t_2) + (at_{0\,\min} + c)\ln\dfrac{t_1 - t_{0\,\min}}{t_2 - t_{0\,\min}}}{l(t_1 - t_2) + (lt_{0\,\min} + m)\ln\dfrac{t_1 - t_{0\,\min}}{t_2 - t_{0\,\min}}}. \tag{XI—25}$$

Пользуясь полученными уравнениями, можно определить настройку автоматических приборов, обеспечивающую наибольший холодильный коэффициент при заданной средней холодопроизводительности и допустимом числе циклов в час.

Рассмотрим пример расчета.

Заданы следующие условия работы и характеристики холодильной машины.

1. Температура охлаждаемого объекта $t_{\text{об}} = 4$°С.
2. Тепловая нагрузка $Q = 1200$ Вт.
3. Характеристики компрессора (в диапазоне температур кипения от —26 до —10°С при $t_{\text{к}} = 30$°С): Q_0 (Вт) и $N_{\text{э}}$(Вт)

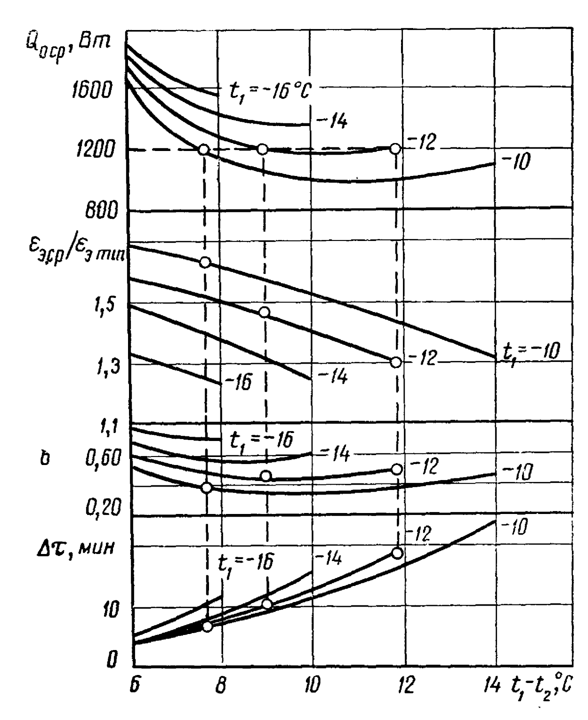


Рис. 160. Пример определения оптимальных параметров работы.

$$Q_0 = 128\,t_0 + 4940;$$

$$N_{\text{э}} = 0{,}008\,t_0 + 1{,}12.$$

4. Характеристики испарителя: $(kF)_{\text{р}} = 60$ Вт/К; $(kF)_{\text{нр}} = 28$ Вт/К; $B = 50$ кДж/К.
5. Неравномерность ТРВ: $\Delta t = 5$°С.

По приведенным уравнениям находим $t_{0\min} = -25$°С. Этому соответствует $Q_0 = 1740$ Вт, $N_{\text{э}} = 0{,}92$ кВт, $\varepsilon = 2{,}22$, $T_{\text{р}} = 0{,}064$ ч, $T_{\text{нр}} = 0{,}43$ ч.

Далее определяем $Q_{0\,\text{ср}}$, $\varepsilon_{\text{ср}}$, b и $\Delta\tau$ (рис. 160). Для наглядности на графике показано $\varepsilon_{\text{э.ср}}/\varepsilon_{\text{э.min}}$.

Заданную среднюю холодопроизводительность можно получить при нескольких дифференциалах реле температуры (8, 9 и 12°С). С ростом дифференциала величины b и $\Delta\tau$ растут. При этом, с одной стороны, умень-

шается частота циклов, но, с другой — падает холодильный коэффициент. Оптимальным является режим работы при $\Delta t \approx 9°C$.

Расчет с помощью ЭВМ. В более сложных случаях (например, при переменных температурах камеры и тепловых нагрузках, изменении слоя инея на испарителе) расчет работы автоматической холодильной установки можно провести с помощью электронной вычислительной машины. Для этого следует разработать математическую модель установки, представив характеристики компрессора, конденсатора, испарителя в виде функций температур кипения t_0, конденсации $t_к$, всасывания $t_{км1}$, охлаждающего воздуха $t_{в1}$, термического сопротивления слоя инея $R_и$ по типу $Q_0 = f(t_0, t_к, t_{км1})$; $Q_к = f(t_0, t_к, t_{км1})$; $t_к = f(t_{в1}, Q_к)$; $t_0 = f(Q_0, t_{в1}, R_и)$; совместное решение такой системы уравнений на ЭВМ позволяет определить характеристики машины и выбрать оптимальные режимы работы, а также оптимизировать машину в целом [62].

АВТОМАТИЧЕСКАЯ ЗАЩИТА

Способы автоматической защиты зависят от типа малой холодильной машины [47, 166, 175].

В герметичных машинах с воздушным конденсатором основными приборами защиты являются токовые и температурные реле (предотвращающие недопустимое повышение температуры обмотки встроенного электродвигателя). Это вызвано тем, что надежность машины зависит в основном от проходящих в компрессоре химических процессов, интенсивность которых растет с повышением температуры. К наименее химически стойким материалам принадлежит электрическая изоляция двигателя. Ограничение температуры обмотки важно еще и в том отношении, что при этом, как правило, достигается и ограничение температуры конденсации.

В машинах с водяным конденсатором при перебоях в подаче охлаждающей воды быстро растет давление конденсации, поэтому там обязательно применение реле высокого давления.

В компрессорах с двигателями мощностью свыше 1,5 кВт для защиты от нарушений системы смазки часто применяют дифференциальное реле давлений РКС.

В компрессорах, омываемых холодным воздухом (в тепловых насосах, транспортных машинах), во время стоянки конденсируется фреон. При последующем пуске масло бурно вспенивается, возможно повреждение подшипников и клапанов. Зарядку фреоном таких машин ограничивают. На компрессорах устанавливают электрические нагреватели малой мощности (100—200 Вт), включаемые при остановке, а иногда работающие непрерывно. Распространены и более сложные схемы: в момент остановки выключается соленоидный вентиль на всасывающей линии, а после отсасывания фреона из картера реле давления РДН останавливает компрессор [166].

Компрессоры низкотемпературных машин во многих случаях требуют защиты от перегрузки двигателя при пуске отепленной установки (после длительной стоянки). В этом режиме работы температура кипения и соответственно потребляемая мощность значительно выше расчетных. Обычное токовое реле здесь не обеспечивает защиту: хотя сила тока (в 1,2—1,5 раза больше нормальной) может быть опасна, но она неизбежна при пусковом режиме.

Для снижения мощности применяют пропорциональный регулятор давления «после себя» (давления всасывания) или ТРВ с ограничителем давления всасывания, которые прикрывают всасывающий трубопровод при повышении температуры кипения до —5 ÷0°C. При этом длительность пуска возрастает.

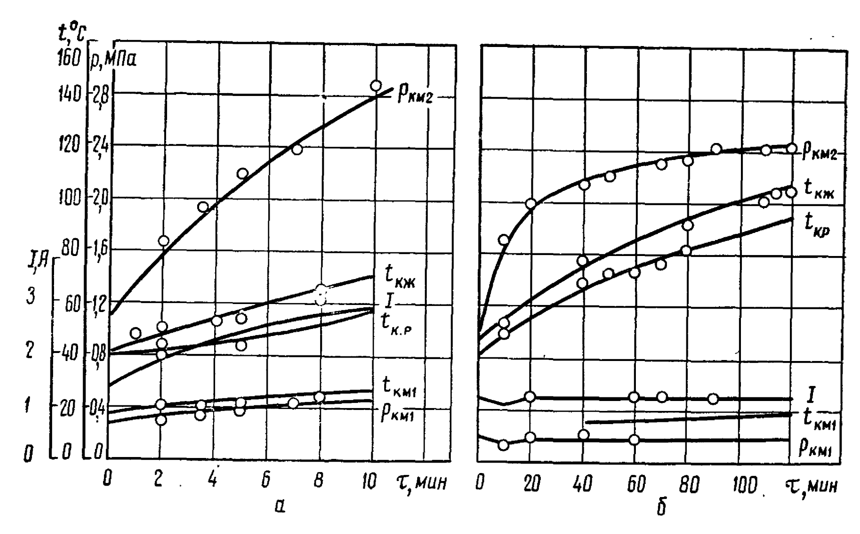


Рис. 161. Изменение параметров работы агрегатов в результате повреждения вентилятора при $t_0 = -5°C$(*а*) и $-25°C$(*б*).

Во всех перечисленных аварийных режимах опасное повышение температуры обмотки может быть вызвано изменением условий работы компрессора (например, ростом давления) или двигателя (ростом силы тока), либо тем и другим одновременно.

По действующим стандартам должна быть обеспечена автоматическая защита герметичных агрегатов в следующих аварийных режимах работы:

прекращение работы вентилятора (в агрегатах с воздушным конденсатором); прекращение подачи охлаждающей воды (в агрегатах с водяным конденсатором);

прекращение всасывания фреона;

повышение температуры окружающего воздуха до 60°С или температуры охлаждающей воды (в агрегатах с водяным конденсатором) до 40°С;

выпадение фазы трехфазного электродвигателя при работе и перед включением компрессора;

пробой электрических конденсаторов или разрыв конденсаторной цепи однофазных электродвигателей;

повреждение пусковых приборов.

Защита компрессора должна быть обеспечена при изменениях температуры кипения и напряжения электрической сети во всем рабочем диапазоне и при температуре воздуха не ниже номинальной.

Прекращение работы вентилятора (обычно в случае повреждения его двигателя) приводит к быстрому росту давления конденсации (до 2—2,5 МПа) и ухудшению охлаждения компрессора. При этом возможно несколько режимов работы компрессора.

При постоянной высокой температуре кипения (около —5°С) и соответствующем давлении $p_{км1}$ (рис. 161, *а*) для среднетемпературных агрегатов, что соответствует условиям их пуска при цикличной работе, сила тока I быстро увеличивается и токовое реле срабатывает до того, как обмотка успевает нагреться.

При постоянной низкой температуре кипения (около —25°С) сила тока относительно мала и температура обмотки повышается до опасного предела, но быстро растут температуры кожуха $t_{кж}$ и корпуса реле $t_{кр}$. При этом срабатывает температурное реле (рис. 161, *б*).

При увеличении температуры кипения и соответственно росте давления конденсации быстро повышаются температура обмотки и сила тока. Обычно срабатывает температурное реле.

Прекращение подачи охлаждающей воды (в машинах с водяным конденсатором) производит такой же эффект. Но так как в этом случае всегда устанавливают реле высокого давления, то последнее быстро выключает компрессор (при давлениях до 1,6—2 МПа).

Прекращение циркуляции фреона опасно в машинах, где встроенный электродвигатель компрессора охлаждается всасываемым паром. Такое аварийное состояние возникает при засорении или замерзании ТРВ или капиллярной трубки. Но при этом снижается также потребляемая мощность и соответственно выделение тепла в электродвигателе.

Изменение температуры обмотки зависит от соотношения этих факторов. Например, в компрессоре ФГ 0,7 $\sim$ 3 (n = 25 $с^{-1}$) в этом режиме обмотка нагревается не выше 70°С, а в ФГС 0,7 $\sim$ 3 (n = 50 $с^{-1}$) сверх 110°С. Если при этом разность температур кожуха и обмотки велика, применяют встроенное реле.

Повышение температуры окружающей среды также может вызвать опасное увеличение температуры обмотки. Как показали опыты, зависимость температуры обмотки $t_{об}$ от температуры воздуха t можно представить в виде

$$t_{об} = t_{об.\ ном} + C\,(t - 20),$$

где $t_{об.\ ном}$ — температура обмотки при номинальной температуре окружающего воздуха (20°С):
C — постоянная.

Для испытанных герметичных компрессоров $0{,}2 \leqslant C \leqslant 0{,}4$.

Если в каком-либо расчетном режиме температура обмотки близка к максимально допустимой, то при повышении окружающей температуры сверх расчетной должно срабатывать температурное реле.

В агрегатах с водяным охлаждением опасность представляет повышение температуры воды, охлаждающей конденсатор.

Повреждение электрической цепи (выпадение фазы трехфазного двигателя при пуске, повреждение пускового реле однофазного двигателя) обычно вызывает резкий скачок силы тока и срабатывание токового реле. Тот же результат дает заклинивание компрессора.

Выпадение фазы при работе трехфазного двигателя может в зависимости от потребляемой мощности вызвать его остановку (опрокидывание двигателя) или опасное повышение температуры обмотки, или же, наконец, при малых нагрузках не будет иметь значения.

Например, при температуре кипения фреона —25°С, температуре окружающего воздуха 40°С, напряжении тока от 0,85 до 1,1 номинального агрегат ВС 0,7 $\sim$ 3 работает в двухфазном режиме не опрокидываясь. Температура обмотки повышается на 30—35°С (до 95—100°С), что не опасно.

В режиме t_0 = —5°С, $t_к$ = 40°С после выключения одной из фаз ток (при 380 В) возрастает до 2,05 А; температура обмотки начинает быстро повышаться (не выше 100°С), но автоматический выключатель АП50-3МТ срабатывает через 3 мин.

Время срабатывания автомата АП50-3МТ при пуске агрегата без одной фазы во всех случаях составляет 15—25 с. Выбор параметров настройки защитных реле зависит от силы тока в рабочем режиме, а также от скорости нарастания температуры обмотки и силы тока в аварийном режиме. Например, при заклинивании компрессора средняя скорость нарастания температуры от 80 до 150°С у электродвигателя ДГХ-0,35, встроенного в ком-

прессор ФГ 0,7 ~ 3, составляет 1,1 К/с. Ток электродвигателя при напряжении 380 В равен 7,3—6,5 А [47].

В случае пуска на двух фазах температура повышается на 0,8°С в 1 с, сила тока изменяется от 5,5 до 6,6 А. При включении трехфазных электродвигателей в сети напряжением 220 и 380 В сила номинального тока во втором случае в 1,73 раза ниже, чем в первом. Соответственно должна быть изменена настройка автоматических приборов. Так, в агрегате ВС 0,7 ~ 3 при соединении обмоток в звезду (напряжение 380 В) автоматический выключатель АП50-3МТ настраивают на номинальный ток 1,6 А, при соединении в треугольник (220 В) — на 2,5 А.

Приборы автоматической защиты должны остановить компрессор после того, как температура изоляции обмотки электродвигателя превысит допустимую, но настройку приборов следует выбирать так, чтобы это превышение не было велико и длительно. Изоляция класса А допускает (суммарно за весь срок службы) повышение температуры до 120°С на несколько сотен часов, а также до 140°С на несколько часов, но каждый раз не более чем на 20—30 с.

Применение температурных реле, встроенных в электродвигатель (вместо реле на кожухе компрессора), так же как и реле контроля смазки, делает защиту надежней, но дороже. Целесообразность таких решений зависит от размеров машины. С увеличением холодопроизводительности растет и стоимость ремонта герметичных компрессоров и вероятность их аварии, поэтому становится оправданным усложнение защиты. Оптимальные схемы защитной автоматики выбирают по данным о надежности компрессоров, оснащенных различными комплектами приборов, на основе технико-экономического анализа. При этом обязательно выполнение требований техники безопасности.

Глава XII. СХЕМЫ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

МАШИНЫ БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ. ОСОБЕННОСТИ СХЕМЫ МАШИНЫ С КАПИЛЛЯРНОЙ ТРУБКОЙ

В бытовых холодильниках в начале века применялись своеобразные герметичные машины с внешним приводом, водяным конденсатором и капиллярной трубкой (см. главу III). Затем их схемы полностью изменились: распространились значительно более технологичные и дешевые машины с открытым компрессором, воздушным конденсатором и автоматическим регулирующим вентилем. Их выпуск возрос с сотен штук до сотен тысяч штук в год. Через несколько десятилетий открытый компрессор был вновь заменен герметичным, но совершенно иного типа, со встроенным электродвигателем.

Первые герметичные машины бытовых холодильников по схеме мало отличались от машин с открытым компрессором. В качестве примера на рис. 162, *а* приведена схема машины первых советских бытовых холодильников, выпускавшихся Харьковским тракторным заводом.

Сернистый ангидрид подается герметичным компрессором *1* в воздушный конденсатор *2* с принудительным движением воздуха. Жидкость через поплавковый регулятор высокого давления ПРВ поступает в испаритель *3*. В компрессор встроен соленоидный вентиль СВ, который обеспечивает разгрузку при пуске, соединяя стороны высокого и низкого давления. Для

регулирования производительности служит реле давления РД или температуры РТ.

Наряду с поплавковыми применялись также термо- и барорегулирующие вентили. Переход от открытого компрессора к герметичному позволил заменить автоматический регулирующий вентиль капиллярной трубкой.

Особенностью этой схемы является отсутствие ресивера: после остановки машины жидкость перетекает в испаритель и при последующем пуске может залить компрессор. В машине с сальниковым компрессором работа без ресивера, как правило, невозможна, так как необходим запас фреона для компенсации утечек. Применение компрессора со встроенным двигателем позволило отказаться от ресивера и потому перейти к схеме с капиллярной трубкой.

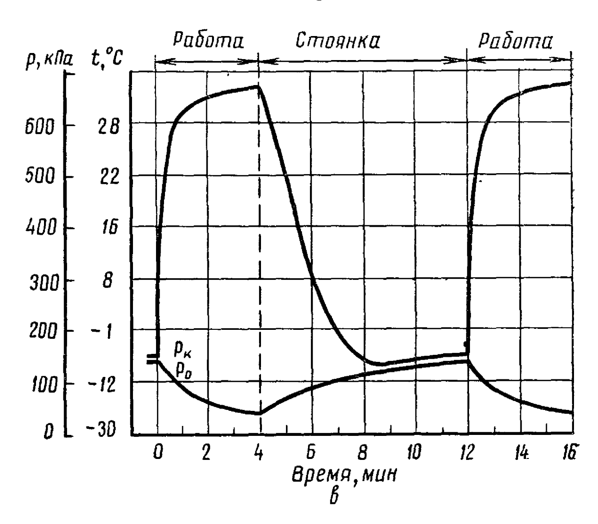


Рис. 162. Машины бытовых холодильников:
а — схема с поплавковым регулирующим вентилем, *б* — схема с капиллярной трубкой, *в* — изменение давлений за цикл.

Интересно сопоставить долю бытовых холодильников с герметичным и открытым компрессорами, с одной стороны, и с капиллярной трубкой и автоматическим регулирующим вентилем, с другой. В 1930 г. машины со встроенным двигателем (тогда — бессальниковые) составляли около 10% общего выпуска, в 1935 г. — 25% (из них бессальниковых 5%), в 1940 г. — 70% (все герметичные), в 1945 г.— 100%. В те же годы доля машин с капиллярной трубкой составляла 10%, далее 20, 60 и 100% соответственно.

Схема машины бытового холодильника с капиллярной трубкой показана на рис. 162, *б*. Жидкий холодильный агент из конденсатора *2* со свободным движением воздуха поступает через фильтр-осушитель *3* и капиллярную трубку *4* в испаритель *6*. Пар из испарителя всасывается компрессором *1*. Капиллярная и всасывающая трубки, припаянные друг к другу, образуют теплообменник *5*, который уменьшает возможность попадания в компрессор жидкого фреона при изменении внешних условий. Для этой же цели служит отделитель жидкости *7*. Во время стоянки компрессора давления $p_к$ и $p_о$ сближаются (рис. 162, *в*).

Малые холодильные машины с капиллярной трубкой имеют следующие преимущества перед машинами с автоматическим регулирующим вентилем.

1. Большая надежность и долговечность: трубка в отличие от ТРВ не имеет изнашивающихся деталей; машины с капиллярной трубкой обычно изготовляют без разъемных соединений, на пайке или сварке.

2. Разгрузка компрессора при пуске: после остановки машины давления конденсации и кипения выравниваются (см. рис. 162, *в*). Это позволяет использовать в компрессоре двигатель с меньшим пусковым моментом и применить более простые схемы пуска компрессоров с однофазными двигателями, снизить стоимость машины.

3. Стоимость машины снижается также вследствие отсутствия ресивера и замены автоматического регулирующего вентиля капиллярной трубкой.

Вместе с тем машины с капиллярной трубкой имеют и определенные недостатки. Наиболее важный из них — снижение эффективности работы при изменении температуры окружающей среды и тепловых нагрузок. Это вызвано тем, что производительность капиллярной трубки и агрегата равны лишь в одном единственном расчетном режиме. Отклонение условий работы (в первую очередь температуры конденсации) от расчетных вызывает падение тепловых и энергетических показателей машины.

Другие недостатки машины с капиллярной трубкой: трудоемкость подбора трубки; повышенная чувствительность к влаге, загрязнениям и утечкам; обязательна достаточная длительность нерабочей части цикла, иначе не будет обеспечена разгрузка компрессора при пуске.

К машине с капиллярной трубкой предъявляются дополнительные требования. Емкость конденсатора должна быть меньше емкости испарителя, чтобы исключить переполнение последнего после остановки. Вместе с тем в конденсаторе должен помещаться весь фреон, содержащийся в системе,— на случай замерзания или засорения капиллярной трубки.

Зарядка системы фреоном не должна быть мала (при недостатке фреона не будет заполнен испаритель и холодопроизводительность уменьшится), ни велика (в этом случае будет переполнен конденсатор). Даже при минимальных утечках или частичном засорении трубки испаритель заполняется недостаточно и работает плохо.

В самое последнее время размеры бытовых холодильников увеличились и конструктивные формы усложнились — получили распространение двухкамерные модели (с отдельной низкотемпературной камерой). Но схемы машины изменились мало: основным отличием новых машин является применение испарителей с двумя последовательными змеевиками, один из которых охлаждает низкотемпературное, а другой — плюсовое отделение. В некоторых двухкамерных холодильниках при неизменной схеме машины испаритель со свободным движением воздуха заменен воздухоохладителем [16, 191].

В наиболее распространенных бытовых холодильниках компрессор установлен внизу (рис. 163, *а*), под шкафом, конденсатор — на задней стенке, а листотрубный испаритель образует небольшое морозильное отделение в верхней части камеры. Иногда применяется иная компоновка: компрессор устанавливают на шкафу, горизонтальный и частично наклонный конденсатор — над ним, а испаритель, как и в предыдущем случае, в верхней части камеры, т. е. под компрессором (рис. 163, *б*).

Температура в шкафу регулируется с помощью реле температуры испарителя, включающего и выключающего компрессор. В двухкамерных холодильниках обычно более точно поддерживается температура морозильной камеры, температура плюсового отделения следует за ней с большей амплитудой колебаний. Распределение температур зависит от циркуляции воздуха вокруг испарителя. Перемещая поддон или заслонку (вручную или автоматически), можно регулировать температуру в камере.

Преимущества схемы с принудительной циркуляцией воздуха: более точно поддерживается температура и производится автоматическое оттаивание инея с испарителя. Ее недостатки: меньше надежность (в результате появления нового элемента с изнашивающимися деталями — вентилятора), больше шум, выше стоимость.

В двухкамерных холодильниках преобладает схема с одним испарителем, который расположен под потолком плюсового (т. е. дном низкотемпературного) отделения. В некоторых конструкциях в плюсовой камере устанавливают испаритель со свободным, а в низкотемпературной — с принудительным движением воздуха.

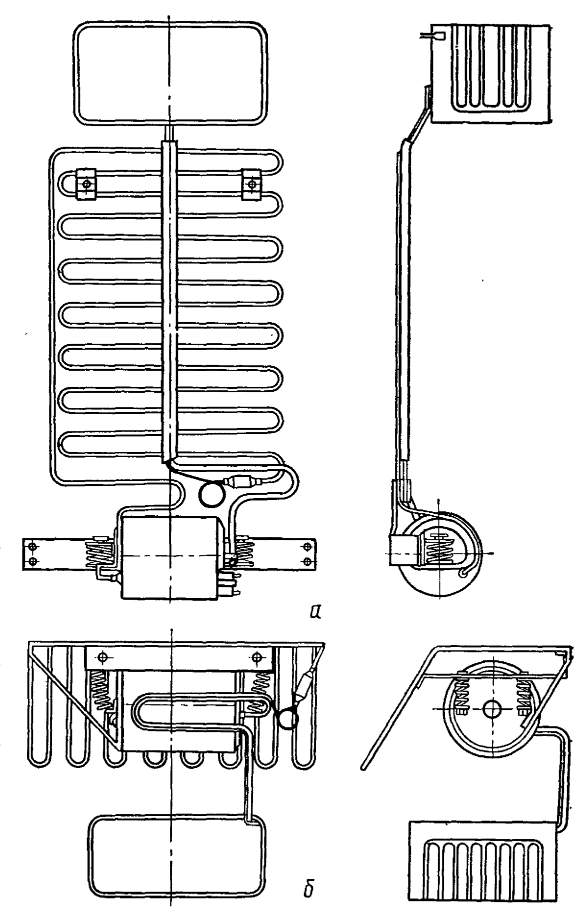


Рис. 163. Машины бытовых холодильников с нижним (*а*) и верхним (*б*) расположением компрессора.

Оттаивание испарителей однокамерных холодильников производят вручную: компрессор останавливают на время, достаточное для того, чтобы иней растаял. Иногда применяют полуавтоматическое оттаивание: специальное реле температуры [166] переводят вручную в положение, при котором компрессор выключается. После повышения температуры испарителя выше точки плавления льда реле включает компрессор и самостоятельно изменяет диапазон настройки на обычный. Эта схема обеспечивает возврат к нормальной работе, но принципиально мало отличается от рассмотренной выше. В двухкамерных холодильниках таяние инея на испарителе плюсовой камеры обеспечивается на каждом цикле: обычно для этого используют электрический нагреватель небольшой мощности (15—25 Вт). В низкотемпературном отделении, где хранятся упакованные продукты, иней оседает очень медленно и его удаляют вручную несколько раз в год.

МАШИНЫ ТОРГОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Схемы герметичных машин торгового оборудования малых размеров принципиально не отличаются от схем бытовых холодильников (см. рис. 162, *б*). Отметим, что емкость больших бытовых холодильников и торговых холодильных шкафов меньшей величины одинакова.

В схемах более крупных установок торгового типа с одним охлаждаемым объектом (рис. 164, *а*, *б*) и открытым компрессором 1 используется регулятор перегрева ТРВ, подающий фреон в испаритель 3. Поплавковые ре-

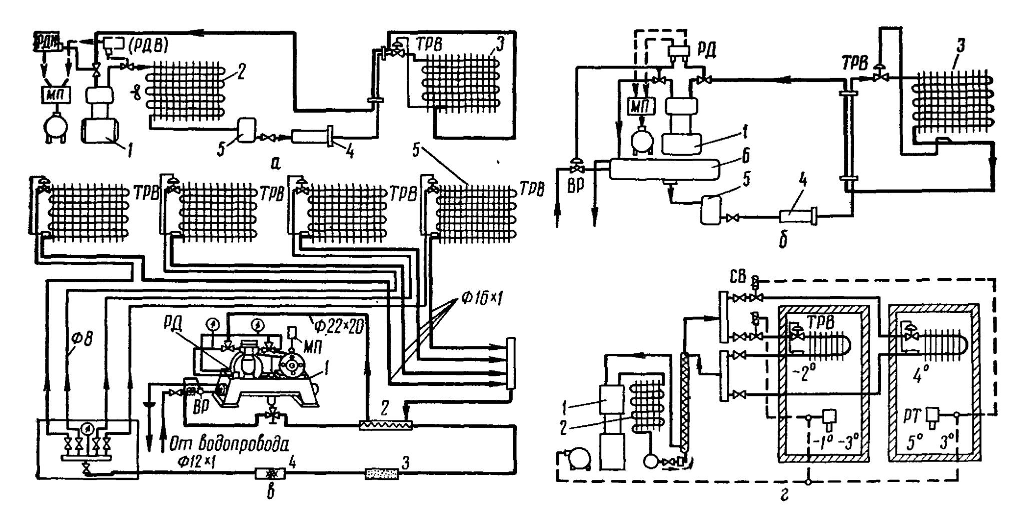


Рис. 164. Схемы машин торгового оборудования:
индивидуальные с воздушным (*а*) и водяным (*б*) конденсаторами; централизованные с общим (*в*) и раздельным (*г*) регулированием

гуляторы применяют в некоторых зарубежных конструкциях льдогенераторов и охладителей напитков.

Температуру охлаждаемого объекта регулируют с помощью реле давления РДН или реле температуры, термобаллон которого (в отличие от предыдущих схем) воспринимает температуру воздуха в камере. Для защиты от опасного повышения давления нагнетания служит реле высокого давления РДВ. В герметичных установках меньших размеров с воздушным конденсатором *2* повышение давления не опасно и РДВ применять не обязательно [99], в отличие от установок с водяным конденсатором *6* (см. рис. 164, *б*). В схемы включены фильтр-осушитель *4* и ресивер *5*.

Отметим, что одна и та же принципиальная схема в разных типах оборудования принимает различные конструктивные формы [49, 50].

Схемы охладителей воды и напитков отличаются тем, что реле температуры, управляющее работой компрессора, поддерживает заданный температурный уровень охлажденной жидкости: воды от 8 до 12°C, фруктовых соков от 3 до 6°C.

В последние годы основной формой торговли становятся магазины самообслуживания, в которых применяют новые типы холодильного оборудования. Их важная особенность — большие открытые проемы (для доступа покупателей к товарам) и соответственно резкое возрастание тепловых нагрузок. В связи с этим производительность компрессоров потребовалось увеличить в 5—10 раз и, чтобы избежать шума и тепловых выделений в торговом зале, вынести агрегаты в отдельное машинное отделение. К одному агрегату обычно присоединяют 4—6 охлаждаемых объектов. Установки с несколькими прилавками, присоединенными к одному агрегату, применяют и в магазинах с продавцами [1, 3, 136, 166]. Преимущество централизованных схем: больше экономичность, проще обслуживание и ремонт. Недостатки: сложней и дороже монтаж, больше потери холода, больше ущерб в случае отказа агрегата. Обычно к агрегату централизованной установки присоединяют холодильное оборудование с близкими температурами и постоянными тепловыми нагрузками. Фреон из холодильного агрегата *1* (рис. 164, *в*) поступает по параллельным линиям к терморегулирующим вентилям ТРВ. Из испарителей *5* пар идет в общую всасывающую линию и нагнетается компрессором в конденсатор.

Температура охлаждаемых объектов здесь регулируется, как и в установках с одним охлаждаемым объектом, с помощью реле низкого давления РДН по способу пусков и остановок. Иногда применяют реле температуры, установленное в одном из объектов.

В установку включены регенеративный теплообменник *2*, осушитель *3*, фильтр *4*. Расход воды, охлаждающей конденсатор, регулируется водорегулятором ВР.

В установках с объектами, имеющими переменные нагрузки и различную температуру, желательно регулировать температуру каждого охлаждаемого объекта отдельно, например, с помощью камерных реле температуры РТ, управляющих соленоидными вентилями СВ (рис. 164, *г*). Пуск и остановку агрегата производят те же реле температуры (через промежуточные реле).

Сравнительное испытание централизованных установок с агрегатом ИФ-41 с раздельным и общим регулированием температуры воздуха в нескольких одинаковых объектах, а также установок тех же объектов с отдельными агрегатами ФАК-0,7 было проведено В. М. Шавра во ВНИХИ [136].

Испытания показали, что среднесуточный коэффициент рабочего времени агрегатов ФАК-0,7 был равен 0,32, а агрегата ИФ-49—0,35. Во всех случаях колебания температуры воздуха в объектах составляли 1—2°С. Первоначальные затраты на централизованную установку с общим регулированием оказались на 30% меньше, а эксплуатационные расходы на 20% меньше по сравнению с затратами на установку с отдельными агрегатами. В централизованной установке с раздельным регулированием температуры с помощью РТ и соленоидных вентилей в каждом объекте коэффициент рабочего времени соленоидных вентилей в среднем составлял 0,22—0,33, агрегата 0,43—0,58.

Первоначальные затраты на централизованную установку с раздельным регулированием температуры воздуха в объектах примерно на 20% больше, но и эксплуатационные расходы были на 23% больше, чем в установке с отдельными агрегатами. Это связано с тем, что при выключении части объектов компрессор работает при пониженном давлении кипения.

Таким образом, опыты показали, что несколько одинаковых объектов с близкими температурами и тепловыми нагрузками целесообразно присоединять к одному холодильному агрегату, не регулируя температуру в каждом объекте в отдельности. Централизованные установки с раздельным регулированием температуры воздуха следует применять в тех объектах, где необходимо поддерживать различные температуры (при разнице не более 10°С), а также в объектах с разными нагрузками.

В последнее время подобные результаты были получены Московским и Ленинградским специализированными комбинатами холодильного оборудования при испытаниях централизованных установок магазинов универсам [1, 3].

АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Герметичные машины комнатных кондиционеров имеют схемы, подобные рассмотренным выше [32]. Кондиционер «Азербайджан-4М» охлаждается машиной, состоящей из герметичного компрессора, конденсатора и испарителя с принудительным движением воздуха и регенеративного теплообменника, образованного всасывающим трубопроводом и капиллярной трубкой.

Наряду с поршневыми применяют ротационные компрессоры. Холодильный агент — фреон-22 (для снижения температурного уровня иногда используют фреон-502). В машинах шкафных кондиционеров отечественного производства используют бессальниковые (преимущественно) и открытые компрессоры и водяные конденсаторы [41, 42, 120].

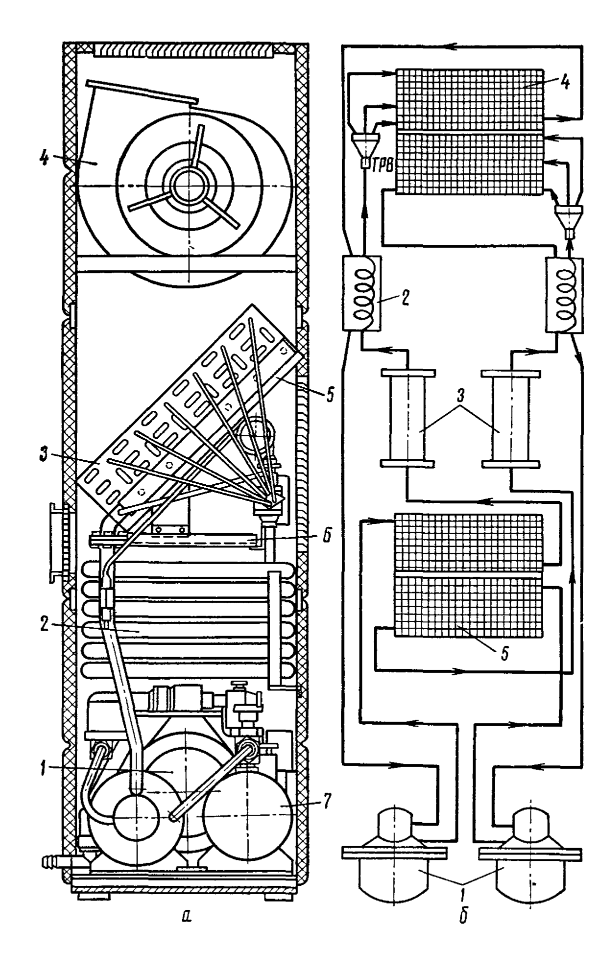


Рис. 165. Схемы автономных конденсаторов: *а* — КВ1-17; *б* — КТ-9.

Компоновка машины кондиционера КВ1-17 холодопроизводительностью ~20 000 Вт (17 000 ккал/ч) показана на рис. 165, *а*. Холодильный агент—фреон-22. Водяной двухтрубный конденсатор *2* расположен над бессальниковым компрессором *1* марки 2ФВБС6. Испаритель *3* установлен наклонно. Вентилятор *4* расположен в верхней части шкафа. Под испарителем находятся воздушный фильтр *5* и поддон *6*. В схему включен ресивер *7*. Расход воды на конденсатор 3,8 м³/ч. Транспортные кондиционеры КТ4 и КТ9 (для автотранспорта) и «Нептун» (судовые) охлаждаются герметичными машинами. В схеме кондиционера КТ9 (рис. 165, *б*) объединены две одинаковые машины с компрессорами *1* марки ФГ-2,8. Суммарная площадь поверхности испарителей *4* равна 23 м², конденсаторов *5* — 51 м². Холодопроизводительность при температурах кипения 5°С, конденсации 50°С и окружающего воздуха 40°С равна ~10 000 Вт (9000 ккал/ч). В схему включены регенеративный теплообменник *2* и фильтр-осушитель *3*.

В круглогодичных кондиционерах испаритель холодильной машины, расположенный в помещении, в зимнее время служит конденсатором теплового насоса и используется для отопления, и наоборот, аппарат, омываемый наружным воздухом, летом служит конденсатором, а зимой — испарителем. Для перехода от одного цикла к другому переключают всасывающие и нагнетательные трубопроводы. Для этого можно использовать прибор АПР (см. главу X) или четыре обычных соленоидных вентиля, либо трехходовой соленоидный вентиль и четырехходовой кран [166].

Схемой должно быть предусмотрено оттаивание испарителя теплового насоса, особенно при влажной погоде. Для этого служит тот же переключатель потоков, управляемый программным реле. Для дросселирования холодильного агента часто используют одну или несколько капиллярных трубок, которые одинаково работают при прямом и обратном движении холодильного агента, или же несколько капиллярных трубок с установленными на них соленоидными вентилями. По другой схеме у входа в испаритель и конденсатор параллельно устанавливают ТРВ и обратные клапаны. Прямой поток фреона поступает в данный аппарат через ТРВ, обратный — через клапан.

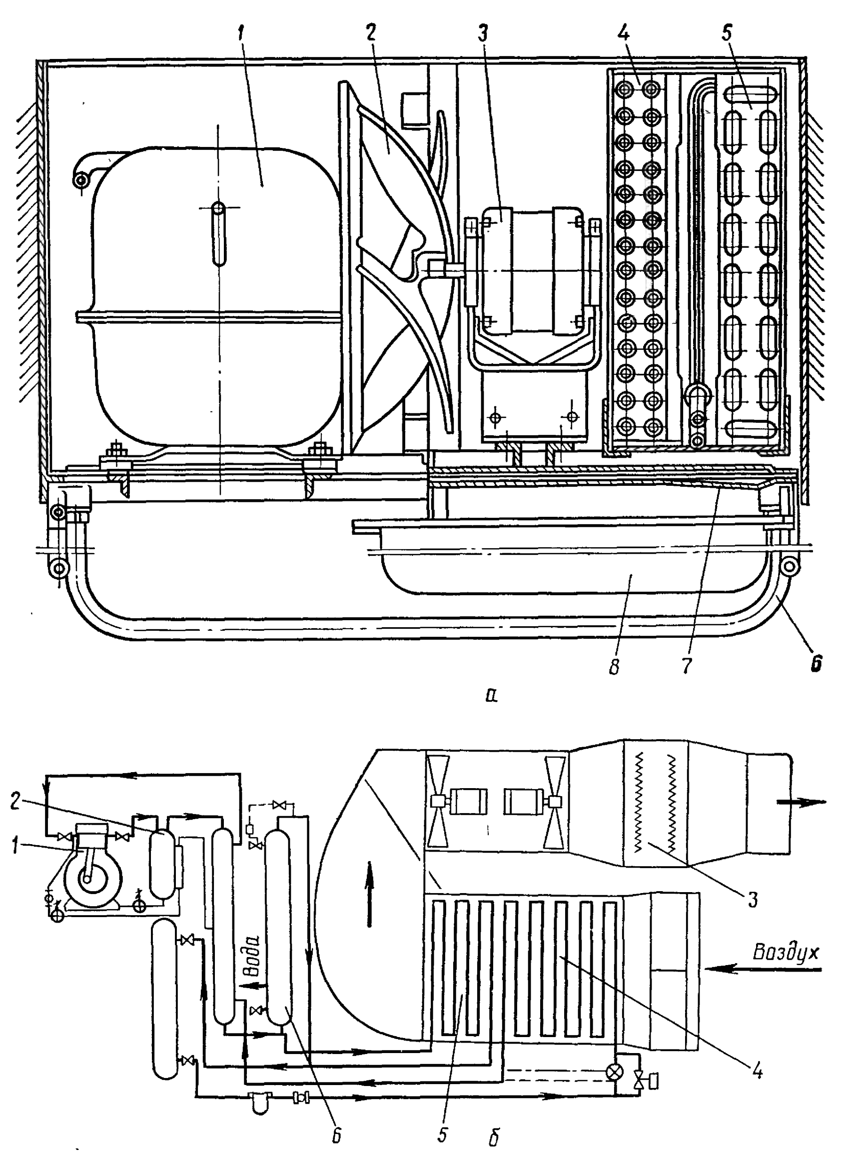


Рис. 166. Схемы механических осушителей воздуха:
а — ОВВ-1,4; *б* — осушитель с регулируемым нагревом воздуха.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ОСУШИТЕЛИ ВОЗДУХА

В механическом осушителе воздух отдает влагу в испарителе, а затем нагревается в конденсаторе до более высокой температуры, чем раньше [28]. Эти машины по схеме близки к кондиционерам, но конденсатор установлен непосредственно вслед за испарителем.

Осушитель ОВВ-1,4 (рис. 166, *а*) изготовлен на базе кондиционера «Азербайджан». Он предназначен для осушения воздуха в помещениях с температурой выше 16°С. Вентилятор *2* просасывает воздух через испаритель *5*, где выделяется влага, и конденсатор *4*, где воздух вновь нагревается.

Герметичный компрессор *1*, двигатель вентилятора *3*, теплообменные аппараты и электрические устройства установлены на общей раме *6*. Вода собирается в поддон *7* и влагосборник *8*. Производительность осушителя по влаге 1,5 кг/ч. Потребляемая мощность 0,7—0,9 кВт. Машину можно передвигать на салазках *6* [120].

Более сложны механические осушители с регулируемым нагревом воздуха (рис. 166, *б*). Пар из компрессора *1* через маслоотделитель *2* направляется в водяной конденсатор *6* и воздушный конденсатор *5*. Воздух проходит через испаритель *4*, конденсатор *5* и электрические нагреватели *3*. Для регулирования температуры воздуха изменяют расход воды, охлаждающей конденсатор *6* и мощность нагревателей *3*.

МАШИНЫ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ КОНТЕЙНЕРОВ

В последние годы для перевозок охлажденных и замороженных грузов начали широко применяться большегрузные рефрижераторные контейнеры, преимущественно с фреоновыми холодильными машинами [73]. Эти контейнеры обычно перевозятся несколькими видами транспорта (водным, железнодорожным и автомобильным). Холодильный агент — только фреон-12 в связи с требованиями повышенной надежности. Компрессоры бессальниковые, рассчитанные для работы на судах при кренах до 30°. Конденсаторы с воздушным охлаждением, но во многих схемах ресивер при морских перевозках используется как водяной конденсатор. Это облегчает условия работы машины и уменьшает тепловую нагрузку трюмов. Воздухоохладители ребристые с автоматическим оттаиванием. Для удаления инея, а также для обогрева контейнеров в холодное время года служат электронагреватели. Сигнал к началу оттаивания дает дифференциальное реле давления воздуха, проходящего через испаритель.

Машины монтируют в виде единого блока массой 600—800 кг, объемом 1,5—1,6 м^3. Оборудование защищено от влаги и пыли, устойчиво по отношению к коррозии и к перегрузкам до 2 *g*. Машины должны работать до 30—60 суток без обслуживания.

Схемы типичных машин для контейнеров массой 20 т брутто представлены на рис. 167. Машина фирмы «Ниссин» (Япония) поддерживает температуру в контейнере от —20 до +13°С при температуре наружного воздуха от +40 до —30°С. Холодопроизводительность компрессора 3100 Вт при $t_0 = -30$°С и $t_к = 47$°С. Регулирование холодопроизводительности компрессора *23* (рис. 167, *а*) производится по способу пусков и остановок по сигналу реле температуры. Для уменьшения числа циклов служит регулятор давления «после себя» *18*, который возвращает часть сжатого пара во всасывающую линию. Для снижения нагрева компрессора вентиль *17* подает жидкий фреон через дросселирующее устройство *16*. Имеется счетчик времени работы компрессора.

Воздухоохладитель с вентилятором *6* диаметром 250 мм расположен в теплоизолированном коробе, на дне которого установлен дренажный поддон *4* с трубкой *14* и нагревателями *7* и *15*. Испаритель *8* изготовлен из медной трубы диаметром 19 мм с алюминиевыми ребрами толщиной 0,23 мм. Расход воздуха 0,5 м^3/с. Перед ТРВ *2* установлен соленоидный вентиль *3*.

Электронагреватели *5* трубчатого типа общей мощностью 4,6 кВт. Дифференциальное реле давления воздуха *13* дает сигнал к началу цикла оттаивания. После того как температура поверхности испарителя повысится до 24°С, специальное реле температуры выключает нагреватели и включает компрессор. Воздушный конденсатор *11* изготовлен из труб диаметром 16 мм с ребрами толщиной 0,23 мм. Осевой вентилятор *10* диаметром 355 мм подает воздух в количестве 1,1 м^3/с.

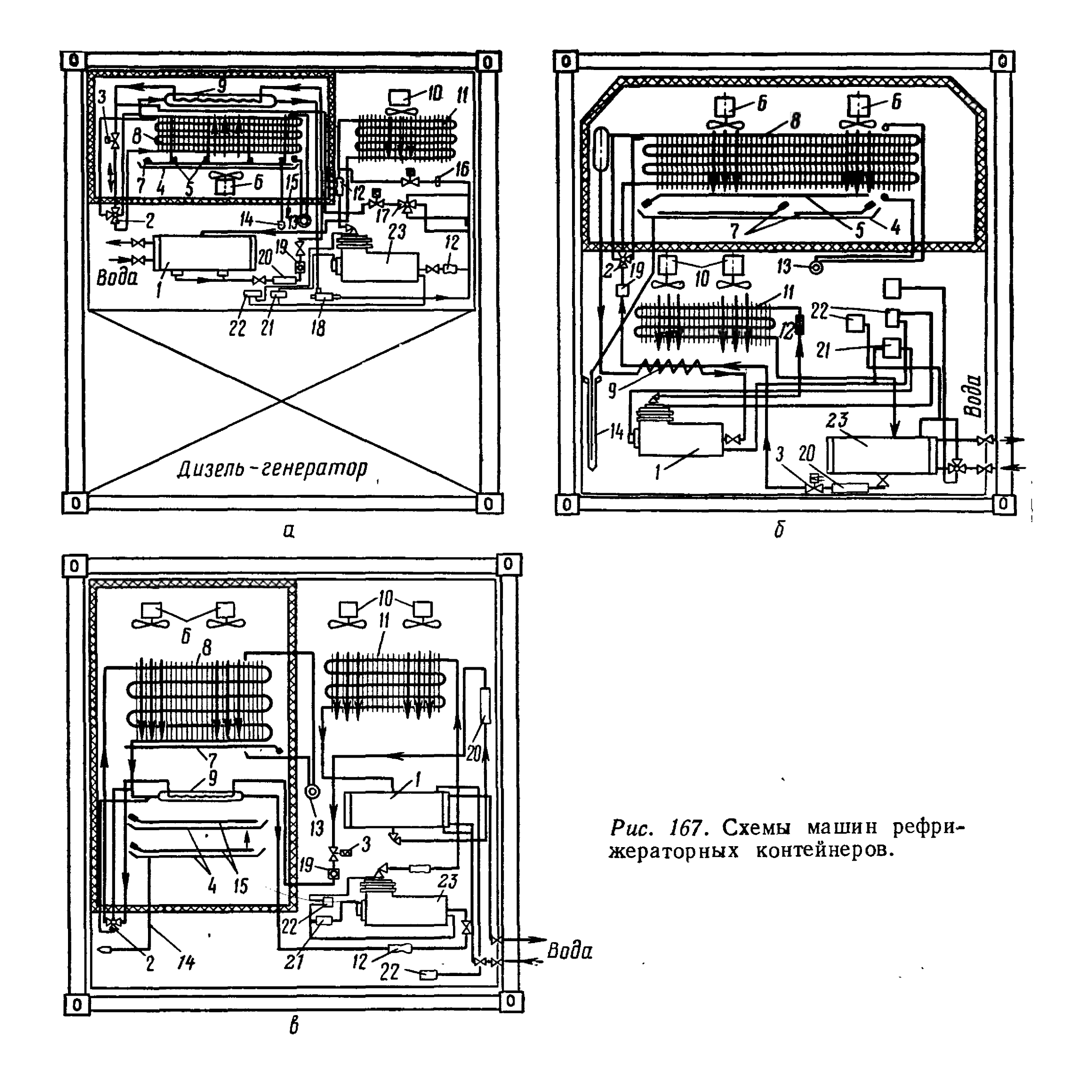


Рис. 167. Схемы машин рефрижераторных контейнеров.

В схему включены также водяной конденсатор *1*, регенеративный теплообменник *9*, фильтр-осушитель *20* и смотровое стекло *19*. Для защиты компрессора служат реле контроля смазки *21* и реле давления *22*. На нагнетательной линии установлен упругий виброгаситель *12*.

Защита охлажденных грузов от подмораживания производится с помощью дополнительного реле, термочувствительный элемент которого расположен у выхода воздухоохладителя. При нежелательном понижении температуры реле останавливает машину.

В контейнерах без дизель-генератора (рис. 167, *б*, *в*) во время морских перевозок электрический ток поступает от общей судовой установки, а при железнодорожных перевозках — от отдельного дизель-генератора, расположенного под платформой с контейнером.

На рис. 167, *б* отсек испарителя, покрытый тепловой изоляцией, занимает верхнюю, а в схеме на рис. 167, *в* — левую часть машинного отделения, поэтому различается расположение нагревателей и поддонов. Отсутствует пропорциональный регулятор давления; схема защиты дополнена реле высокого давления, на схемах те же обозначения, что и на рис. 167, *а* (на рис. 167, *б* : *1* компрессор; *23* — конденсатор).

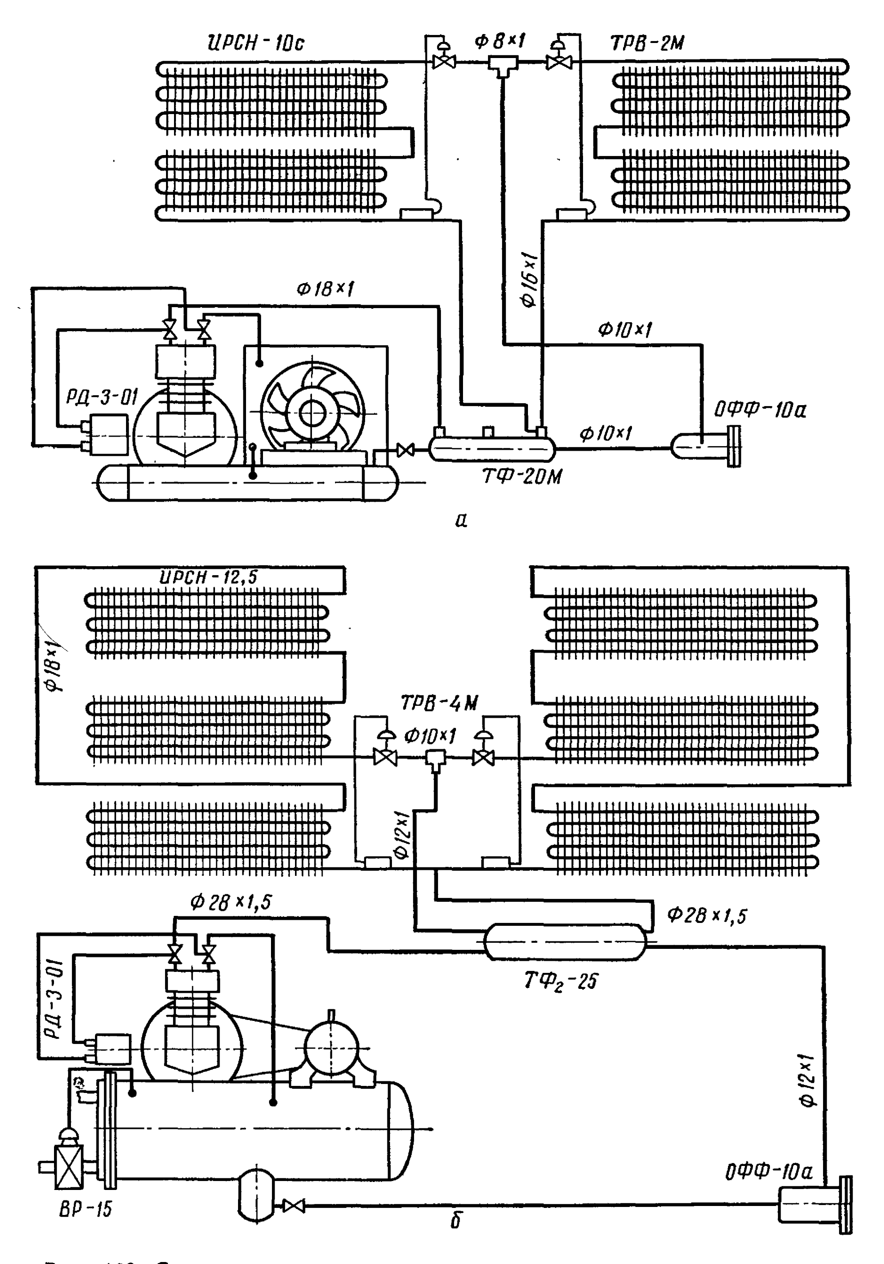


Рис. 168. Схемы машин для нескольких холодильных камер с воздушным (*а*) и водяным (*б*) конденсаторами.

Применяют также схемы с двумя раздельными холодильными машинами (при перевозках охлажденных грузов с температурой от 0 до 12°С работает одна машина). Преимущество этой конструкции: проще схема, выше надежность, меньше мощность дизель-генератора; недостатки: больше масса и габаритные размеры, выше стоимость. В одной из машин такого типа использованы два бессальниковых компрессора холодопроизводительностью по 2000 Вт при температуре в камере —18°С. Все основные элементы установки дублированы [73].

КОМПЛЕКСНЫЕ МАШИНЫ ДЛЯ НЕСКОЛЬКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КАМЕР

Машины с агрегатами АК, испарителями ИРСН и воздухоохладителями ВО поставляются Мелитопольским заводом холодильных машин.

В схему машин с агрегатами ИФ-56 и АК-ФВ4М с воздушным конденсатором (рис. 168, *а*) входят испарители ИРСН-10с, регенеративный теплообменник ТФ-20М, фильтр-осушитель ОФФ-10а, терморегулирующий вентиль ТРВ-2М. Испарители соединены последовательно, подача фреона верхняя. Для позиционного регулирования производительности и для защиты служит реле давления РД-3-01.

В машину с агрегатом АК-ФВ6 (с водяным конденсатором, рис. 168, *б*) включен также водорегулятор ВР-15. Здесь установлены последовательно по три испарителя ИРСН-12,5 с питанием от ТРВ-4М. Два первые по ходу фреона испарителя затоплены (с нижней подачей фреона), и только последний — сухой (с верхней подачей). Этим обеспечивается более высокая эффективность испарителей.

В комплект холодильной машины ХМВ ФУБС9 входят агрегат АКФУБС9 с воздушным конденсатором, два комплекта испарителей (по три ИРСН-12,5) и два воздухоохладителя. В этих машинах принят способ раздельного регулирования (по типу, показанному на рис. 164, *г*). При понижении температуры в одной из камер реле температуры РТ отключает соленоидный вентиль СВ, расположенный перед испарителем данной камеры. Компрессор продолжает работать, пока не охладится и вторая камера. Тогда машина останавливается. Она вновь будет включена, когда температура в любой камере поднимется до верхнего заданного предела. Тогда РТ пустит в ход компрессор и одновременно включит соленоидный вентиль.

Машины этого типа предназначены для четырех стационарных камер продовольственных магазинов: мясной (с температурой камеры 0°С), молочной (4°С), рыбной (—2°С) и гастрономической (6°С). Комплексная холодильная машина ФХ-100 для фруктовых холодильных камер состоит из двух бессальниковых компрессоров номинальной холодопроизводительностью по 10 400 Вт (9000 ккал/ч, фреон-12), воздушного конденсатора, двух воздухоохладителей с центробежным вентилятором, регенеративного теплообменника, ресивера и фильтра-осушителя. Машина оснащена автоматическими приборами: реле давления, соленоидными вентилями, терморегулирующими вентилями. Для повышения температуры воздуха в зимнее время, а также для оттаивания испарителя служит электрический нагреватель.

Для охлаждения молока служит машина МХУ-8С с аккумулятором льда (рис. 169). Холодильный агрегат с открытым компрессором холодопроизводительностью 6700 Вт установлен на баке *4*, в котором расположен испари-

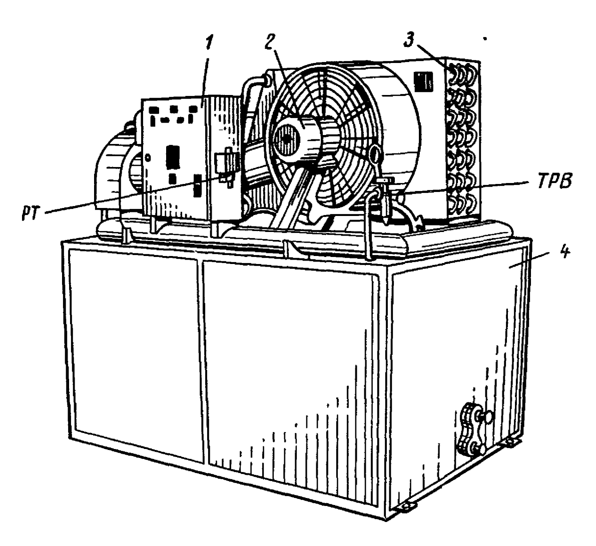


Рис. 169. Машина для охлаждения молока с аккумулятором холода.

тель-аккумулятор. В состав машины входят конденсатор *3* с вентилятором *2*, фильтр-осушитель, шкаф управления *1*, регенеративный теплообменник. Испаритель — листопрокатный из десяти панелей площадью поверхности по 1 м².

Машину включают за 5 ч до поступления молока, за это время на испарителе намерзает до 500 кг льда. Лед тает за 2 ч, обеспечивая охлаждение 2000 кг молока с 37 до 8°С. Ледяную воду из испарителя к ваннам с молоком подают центробежным насосом.

Глава XIII. МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ КОМПРЕССОРОВ И АГРЕГАТОВ

Испытания малых холодильных компрессоров и агрегатов должны быть достаточно точными и полными, чтобы достоверно определить все нормативные показатели качества — холодопроизводительность, потребляемую мощность, показатели, характеризующие надежность (в том числе температуру обмотки встроенного в компрессор двигателя и условия его пуска), шум, вибрации и др. Для точного измерения малых расходов холодильного агента и определения характеристик фреоновых компрессоров со встроенным электродвигателем потребовалось разработать специальные методы испытаний и измерительную аппаратуру.

Холодильные компрессоры и агрегаты должны подвергаться в соответствии с ГОСТ 10613—63, 13019—67, 13370—67, 17240—71, приемочным (ранее типовым), периодическим и приемо-сдаточным (текущим) испытаниям.

Приемочные испытания, по результатам которых принимается решение о начале производства новых моделей, имеют наиболее широкую программу. Периодические испытания проводят для проверки стабильности всех нормативных показателей качества продукции. Приемо-сдаточным испытаниям подвергают каждое изделие перед отправкой потребителю, по программе, предусматривающей проверку всех показателей наиболее простыми методами.

Но стандарты охватывают лишь часть методов испытаний малых холодильных компрессоров и агрегатов. Для их разработки, совершенствования и исследования, особенно при создании принципиально новых конструкций, необходимо применение электронной аппаратуры для исследования процессов в цилиндрах, всасывающем и нагнетательном каналах компрессоров. Соединение такой аппаратуры с электронно-вычислительной машиной, обрабатывающей результаты опытов, характерно для лучших современных испытательных стендов. Методы определения показателей надежности рассмотрены в главе XIV. К ним относятся специфические методы исследования электрической изоляции встроенных двигателей, смазочных масел, холодильных агентов, изложенные в специальной литературе [58, 86, 214, 217].

ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ

При измерениях возможны следующие погрешности [77].

Систематические погрешности — постоянные или изменяющиеся по определенному закону, обусловлены неправильностью измерительных приборов, ошибками их установки, неточностью расчетных формул. Так, собственное потребление электроизмерительных приборов, не играющее роли

при испытаниях больших машин, может исказить результат измерения мощности малых компрессоров на 10%. Систематические погрешности можно устранить, применяя более совершенную методику измерений.

Случайные погрешности, неопределенные по величине и не поддающиеся учету, вызваны многочисленными мелкими причинами. Эти неизбежные погрешности проявляются в том, что при повторных измерениях одной и той же величины результаты измерений различаются в последних значащих цифрах (точное повторение результатов указывает на недостаточную чувствительность прибора). К случайным относятся также ошибки измерений в неустановившихся режимах, которые часто неизбежны в производственных условиях.

Грубые погрешности — возникают вследствие ошибок наблюдателя, неисправностей приборов, резких изменений процесса. Обычно их обнаруживают по выпадению результатов опыта, который в этом случае приходится повторить.

Точность измерений определяется в первую очередь случайными погрешностями, которые устранить невозможно. Для того чтобы повысить достоверность результата, необходимо многократно повторить одно и то же измерение. В этом случае достоверным значением измеряемой величины является среднее арифметическое

$$L = \frac{l_1 + l_2 + \cdots + l_n}{n}, \qquad \text{(XIII—1)}$$

где l_1, l_2, ..., l_n — значения, полученные при n измерениях данной величины.

Остаточными погрешностями v называются отклонения отдельных значений измеряемой величины от среднего арифметического:

$$v_1 = l_1 - L; \ \ldots; \quad v_n = l_n - L. \qquad \text{(XIII—2)}$$

Точность измерения характеризуется средней квадратичной погрешностью

$$\sigma = \sqrt{\frac{v_1^2 + v_2^2 + \cdots + v_n^2}{n-1}}. \qquad \text{(XIII—3)}$$

Вероятная погрешность ρ измерения такая, относительно которой известно, что число погрешностей, больших и меньших этой погрешности по абсолютной величине, одинаково.

Погрешность результата ряда измерений (т. е. среднего арифметического) меньше, чем погрешность отдельного измерения.

Вероятная погрешность результата n измерений

$$R = \frac{\rho}{\sqrt{n}}. \qquad \text{(XIII—4)}$$

Испытания малых холодильных компрессоров и агрегатов проводят в установившемся тепловом режиме в течение 1 ч, записывая показания приборов каждые 10 мин, т. е. производят не менее семи измерений каждой величины. Этого достаточно для получения надежных результатов.

Точность измерений характеризуется относительной погрешностью, т. е. отношением абсолютной погрешности к измеряемой величине,

$$R_0 = \frac{R}{L}. \qquad \text{(XIII—5)}$$

Прямыми называют измерения, результат которых получается непосредственно из опыта (например, измерение силы тока), косвенными — измере-

ния, результат которых получается по данным прямых измерений нескольких величин путем вычисления по известному уравнению.

Погрешность результата косвенных измерений величины

$$y = F(x_1, x_2, \ldots, x_m) \qquad \text{(XIII—6)}$$

слагается из погрешностей результатов каждого прямого измерения

$$x_1, x_2, \ldots, x_m.$$

Вероятная погрешность результата измерений величины y

$$R_{0y} = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial x_1}\right)^2 R_{01}^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial x_2}\right)^2 R_{02}^2 + \cdots + \left(\frac{\partial F}{\partial x_m}\right)^2 R_{0m}^2}\,. \qquad \text{(XIII—7)}$$

Если

$$y = kx_1x_2 \ldots x_m,$$

то

$$R_{0y} = \sqrt{R_{01}^2 + R_{02}^2 + \cdots + R_{0m}^2}\,. \qquad \text{(XIII—8)}$$

Погрешности более точных прямых измерений не оказывают влияния на общую погрешность косвенного измерения, если они меньше 0,3 R_{0y}. Такие погрешности называют ничтожными.

При необходимости проведения опыта в неустановившемся режиме измерения повторяют десятки раз. Как показывает теория вероятности, с увеличением числа измерений в n раз средняя квадратичная погрешность уменьшается в $\sqrt{n}$ раз. Но это справедливо только, если погрешности случайны, а количество измерений достаточно велико, т. е. при определении среднего арифметического неточных измерений действует закон больших чисел.

ИСПЫТАНИЯ КОМПРЕССОРОВ

ТЕПЛОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ КОМПРЕССОРОВ

Измерение холодопроизводительности

Холодопроизводительность принадлежит к числу основных технических характеристик холодильных компрессоров.

Холодопроизводительность компрессора определяют по формуле

$$Q_0 = G_a (i_{\text{км}1} - i_u), \qquad \text{(XIII—9)}$$

где G_a — количество циркулирующего холодильного агента, найденное опытным путем;
$i_{\text{км}1}$ — энтальпия пара, определенная по давлению и температуре у всасывающего патрубка;
i_u — энтальпия жидкости, найденная по температуре переохлаждения (температура жидкости перед регулирующим вентилем).

Холодопроизводительность зависит от ряда величин, определяющих условия работы малого холодильного компрессора:

$$Q_0 = F(p_{\text{км}1}, p_{\text{км}2}, t_{\text{км}1}, t_u, x, \zeta, f, U, t_{\text{в}}, w_{\text{в}}), \qquad \text{(XIII—10)}$$

где $p_{\text{км}1}$, $p_{\text{км}2}$ — давления всасывания и нагнетания;
$t_{\text{км}1}$ — температура всасывания;
t_u — температура переохлаждения;
x — сухость всасываемого пара;
ξ — концентрация масла в циркулирующем фреоне;
f, U — частота и напряжение электрического тока;
$t_{\text{в}}$, $w_{\text{в}}$ — температура и скорость воздуха на стенде.

На точность измерения холодопроизводительности влияют погрешности измерений величин, входящих в уравнения (XIII—9) и (XIII—10).

При этом погрешности величин, определяющих условия работы, иногда могут иметь большее значение, чем величин, входящих в выражение (XIII—9). Так, весьма малая ошибка в измерении давления фреона-12, равная 10 кПа, при температуре кипения —25°C вызывает совершенно недопустимую погрешность в измерении холодопроизводительности, около 10%.

Количество циркулирующего холодильного агента $G_а$ можно определить либо с помощью расходомеров, либо калориметрическим способом — по тепловому балансу теплообменных аппаратов, включенных во фреоновую систему испытательного стенда.

Измерение расхода обычных жидкостей, например воды, наиболее точно производят с помощью весов или объемных расходомеров. Весы могут обеспечить погрешность $R_0 \leqslant 0{,}001$, т. е. принадлежат к наиболее точным измерительным приборам, применяемым в холодильной технике. Относительная погрешность объемных расходомеров зависит от погрешности измерений разностей уровней жидкости и интервалов времени; при правильном выборе этих величин $R_0 \leqslant 0{,}002$, что также характеризует высокую точность измерений. Но пользоваться этими приборами для измерения расхода жидкого холодильного агента весьма сложно, потому что расходомеры должны быть герметичными, а циркуляция холодильного агента в системе — непрерывной. Поэтому для измерения расхода холодильного агента в малых холодильных машинах требуются весовые или объемные расходомеры специальной конструкции, которые обычно имеют погрешность порядка 0,03. Как правило, их применяют в тех случаях, когда не удается использовать другие методы измерения.

При испытании холодильных машин средней и крупной производительности широко применяют дроссельные расходомеры с нормальными диафрагмами. Эти приборы предназначены для круглых трубопроводов внутренним диаметром не менее 50 мм и не могут быть использованы для испытания малых холодильных машин.

Возможно применение специальных дроссельных расходомеров и ротаметров (расходомеров постоянного перепада) после градуировки каким-либо другим (например, калориметрическим) способом [40, 141]. Погрешность этих приборов слагается из погрешности самого прибора и погрешности градуировочного устройства и суммарно составляет около 0,04. Их преимуществом является возможность непосредственно (без пересчетов) определять производительность компрессора.

Калориметрические методы основаны на измерении количества тепла $Q_а$, подведенного к теплообменному аппарату или отведенному от него в единицу времени [126, 192, 193, 197, 199, 201, 202, 206]. Массовая производительность компрессора в этом случае определяется по уравнению

$$G_а = \frac{Q_а + Q_{о.с}}{i_{а2} - i_{а1}}, \qquad (XIII—11)$$

где $Q_{о.с}$ — количество тепла, подведенного к аппарату из окружающей среды или отведенного к ней в единицу времени;

$i_{а1}$, $i_{а2}$ — энтальпия холодильного агента до и после аппарата.

Относительная вероятная погрешность величины $G_а$ с учетом уравнения (XIII—8)

$$R_{0G} = \sqrt{\frac{R_{Q_а}^2 + R_{Q_{о.с}}^2}{(Q_а + Q_{о.с})^2} + \frac{R_{i1}^2 + R_{i2}^2}{(i_{а2} - i_{а1})^2}}, \qquad (XIII—12)$$

где $R_{Q\text{а}}$, $R_{Q\text{о.с}}$, R_{i1}, R_{i2} — вероятные погрешности результата измерений $Q_\text{а}$ и $Q_\text{о.с}$, $i_{\text{а}1}$ и $i_{\text{а}2}$.

При испытаниях малых компрессоров ранее применяли рассольные калориметры со змеевиковым испарителем.

Значительные погрешности, возникающие при измерении малых расходов рассола, большая инерционность, большая поверхность теплообмена с окружающим воздухом, погрешности, связанные с неточностью определения теплоемкости рассола и работы мешалки, трудность регулирования перегрева всасываемого пара приводили к общей ошибке в определении холодопроизводительности порядка 10%.

Электрические калориметры. Для повышения точности испытаний малых холодильных компрессоров автором впервые в Советском Союзе был применен электрический калориметр; был разработан ряд таких калориметров для компрессоров различной величины [159, 170].

Это позволило вместо рассольного расходомера и термометров использовать ваттметр высокого класса точности; только это снизило погрешность измерения примерно в 10 раз.

Применяют электрические калориметры двух основных типов: с вторичным холодильным агентом, в котором жидкий фреон превращается в пар; калориметр-нагреватель, в котором холодильный агент не изменяет своего агрегатного состояния. Схема калориметра с вторичным холодильным агентом представлена на рис. 170, *а*. В нижней части кожуха, заполненной вторичным холодильным агентом (фреон-12), расположен электрический нагреватель, а в верхней — змеевиковый испаритель. Пар, образующийся при кипении вторичного холодильного агента, конденсируется на поверхности испарителя. Мощность, подводимую к нагревателю, регулируют так, чтобы давление вторичного холодильного агента при данной настройке регулирующего вентиля оставалось постоянным.

В средней части калориметра установлены смотровые стекла для контроля уровня вторичного холодильного агента. К крышке калориметра приварен штуцер для манометра. К этому же штуцеру присоединяют реле высокого давления, которое отключает нагреватель в случае опасного повышения давления вторичного холодильного агента, например, если после остановки компрессора не будет выключен нагреватель.

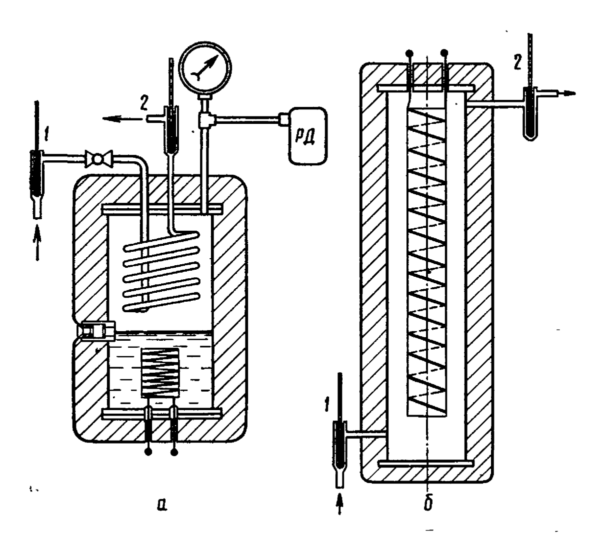


Рис. 170. Схемы электрических калориметров: *а* — со вторичным холодильным агентом; *б* — калориметр-нагреватель пара: *1*, *2* — термометровые гильзы.

Принцип действия калориметра-нагревателя (рис. 170, *б*) значительно проще; пар входит в патрубок *1*, омывает термометровую гильзу у входа, далее — электрический нагреватель и гильзу у выхода из калориметра *2*. Электрическую мощность регулируют так, чтобы поддерживать заданную температуру холодильного агента у выхода из калориметра.

Калориметр с вторичным холодильным агентом содержит кроме нагревателя еще

испаритель. Но так как спираль нагревателя погружена в жидкий фреон, то она может выдержать значительно более высокую нагрузку, поэтому габаритные размеры аппаратов близки между собой. При производительности свыше 3000 Вт калориметры с вторичным холодильным агентом компактней. Мощность нагревателя в обоих случаях измеряется с одинаковой точностью.

Для калориметров обоих типов теплопритоки из окружающей среды (при эффективной тепловой изоляции) практически не влияют на точность результата.

На точность результата сильно влияют погрешности при определении энтальпий i_{a1}, i_{a2}. Обычно они равны между собой: $R_{i1} = R_{i2} = R_i$. Тогда

$$R_{0G} = \sqrt{\frac{R_{Q_a}^2}{(Q_a + Q_{o.c})^2} + \frac{2R_i^2}{(i_{02} - i_{01})^2}}. \qquad \text{(XIII—13)}$$

При испытании малых холодильных компрессоров на правильно спроектированных стендах $R_i \approx 0{,}6$ кДж/кг.

Разность $i_{a2} - i_{a1}$ в калориметрах для нагревания или охлаждения фреона (без изменения агрегатного состояния) составляет 20—40 кДж/кг. При этом даже в лучшем случае ($\Delta i = 40$ кДж/кг) вероятная погрешность в измерении массовой производительности $R_{0G} = 0{,}022$. В данном случае погрешность измерений энтальпии холодильного агента преобладает и существенно увеличивает погрешность опыта, так как в знаменатель второго члена уравнения входит разность двух близких величин.

В калориметре-испарителе разность $i_{a2} - i_{a1}$ в несколько раз больше, и соответственно выше точность измерения ($R_{0G} = 0{,}011$) — в этом его большое преимущество. Существенно также, что схема стенда с калориметром-испарителем проще. Калориметры-нагреватели целесообразно применять только в специальных случаях.

На рис. 171 показаны три калориметра-испарителя для компрессоров (*а* — номинальной холодопроизводительностью от 100 до 300 Вт, *б* — от 300 до 900 Вт, *в* — от 2500 до 7500 Вт). С целью уменьшения наружной поверхности калориметры меньших размеров изготовляют в неразъемном кожухе. При необходимости ремонта корпус разрезают, а потом заваривают.

Для учета влияния теплообмена с окружающей средой определяют произведение коэффициента теплопередачи на площадь поверхности калориметра $(kF)_{кл}$, при разности между температурами вторичного агента и окружающей среды $\Delta t = 10$; 20 и 30°С. Для аппаратов, покрытых тепловой изоляцией, при $\Delta t = 10$°С (kF) составляет около 2,2 Вт. С ростом Δt до 30°С (kF) увеличивается в среднем на 20%.

При определении kF поддерживают постоянную температуру воздуха 20 или 25°С, включают нагреватель калориметра, как при обычном испытании холодильного компрессора, но подводят к нему небольшую мощность. Вентили на фреоновых трубопроводах калориметра должны быть плотно закрыты, иначе тепло будет расходоваться на испарение фреона. Обычно опыт длится не менее 8—12 ч. В течение последних 2 ч давление фреона в аппарате должно оставаться постоянным. Во время опыта рекомендуется строить график изменения давления по времени, это позволит лучше следить за процессом и быстрее установить заданный режим.

Величину kF определяют раз в год, а также после каждого вскрытия калориметра.

Для уменьшения тепловой инерции калориметра и сокращения длительности настройки был разработан калориметр-трансформатор [36], в котором змеевиковый испаритель калориметра, изготовленный из медной трубки

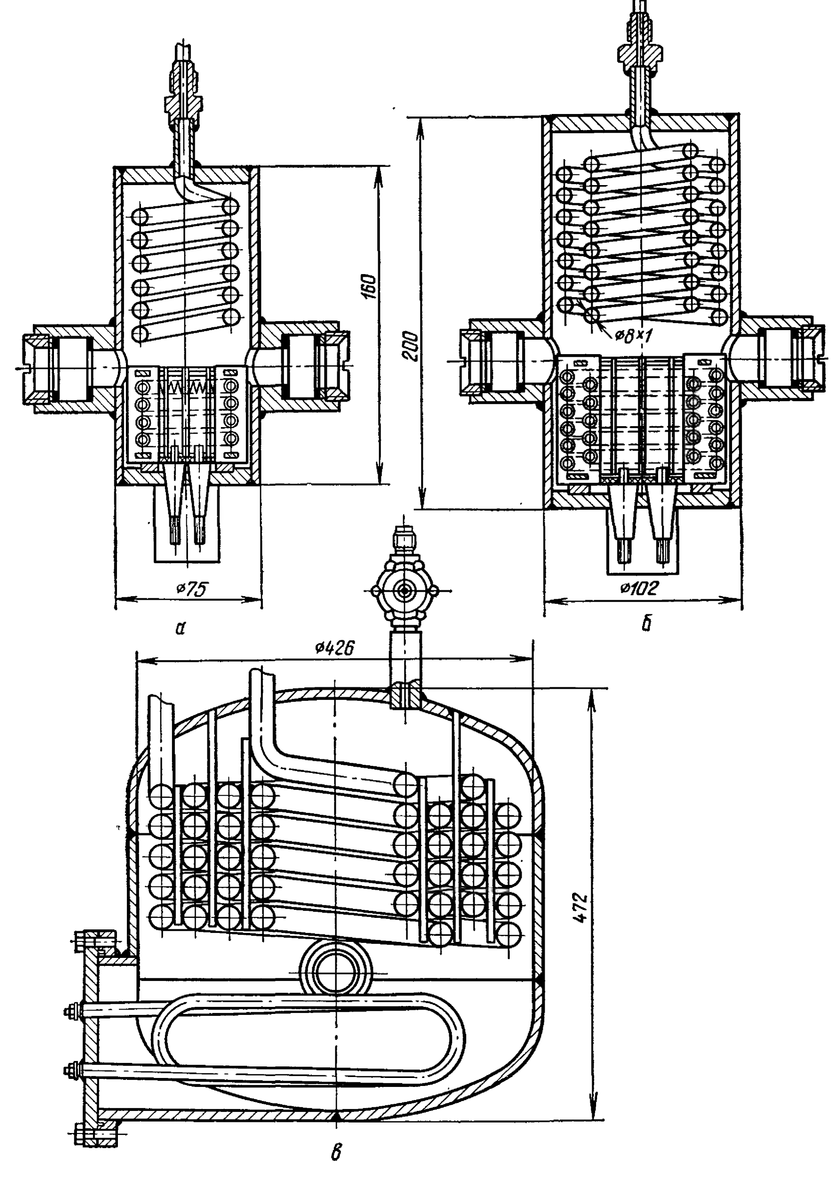


Рис. 171. Конструкции калориметров со вторичным холодильным агентом.

диаметром 20 × 2 мм, является также вторичной короткозамкнутой обмоткой трансформатора. Для повышения коэффициента мощности и устранения вибраций змеевик выполнен не спиральным, а из двух отдельных витков с общими коллекторами. Калориметр для испытания компрессоров до 5000 Вт имеет габаритные размеры 350 × 300 × 650 мм и массу 95 кг.

Конденсатор с водяным охлаждением. Во фреоновых машинах перегрев даже на десятки градусов не всегда дает гарантию от влажного хода, в связи с механическим уносом жидкости [168]. Поэтому при испытаниях фреоновых компрессоров особенно необходимо измерять холодопроизводительность двумя способами, контролируя сухость всасываемого пара.

С этой целью на стенде, оснащенном калориметром с вторичным холодильным агентом, должен быть установлен также водяной конденсатор вместо воздушного, обычного в холодильных агрегатах.

Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_{кд} = G_{вд} c_{вд} (t_{вд2} - t_{вд1}), \qquad (XIII-14)$$

где $G_{вд}$ — расход воды;
$c_{вд}$ — теплоемкость воды;
$t_{вд1}$, $t_{вд2}$ — температура воды до и после конденсатора.

Относительная вероятная погрешность результата измерения тепловой нагрузки конденсатора обусловлена в первую очередь колебаниями расхода воды. При пользовании весами или объемным расходомером их не удается своевременно обнаружить. Ротаметры, мерные сопла или сосуды с калиброванным насадком позволяют во время опыта наблюдать за расходом воды, но их погрешность в десятки раз больше и достигает 0,02—0,03.

Нами была принята следующая система измерения и регулирования расхода воды. Вода из водопроводной линии подается в сосуд постоянного уровня (с переливной трубкой), расположенный на 3—5 м выше конденсатора. Это в основном устраняет колебания расхода. Для контроля и регулирования расхода воды во время опыта служат ротаметры и регулирующие вентили. В связи с тем что при разных опытах расход воды может изменяться в весьма широких пределах (в 15—20 раз), параллельно устанавливают не менее двух ротаметров с различными пределами шкал. Расход воды измеряют с высокой точностью весовым (предпочтительно) или объемным расходомером. Эта система удобна в эксплуатации и дает высокую точность измерения.

Средняя теплоемкость воды в интервале от 10 до 50°С изменяется в пределах $\pm 0,02\%$. Максимальная случайная погрешность при измерении температуры воды с помощью ртутных термометров с ценой деления 0,1°С составляет 0,05°С, вероятная погрешность (с учетом градуировки) 0,03°С. Разность температур воды при правильно спроектированном стенде должна быть не менее 5°С. При этих условиях относительная вероятная погрешность измерения тепловой нагрузки конденсатора составляет менее 0,01, т. е. не превышает погрешности при использовании калориметра с вторичным холодильным агентом. При проведении испытаний данного класса такую точность можно считать вполне удовлетворительной.

Конденсаторы, разработанные для рассматриваемых стендов (рис. 172, *а*, *б*), имеют те же размеры кожуха, что и соответствующие калориметры (см. рис. 171, *а*, *б*) при теплопередающей поверхности змеевиков в 1,5—2 раза больше. Жидкостный затвор устраняет опасность выхода пара из конденсатора.

Конденсаторы покрывают такой же тепловой изоляцией, как и калориметры, после чего проводят опыты по определению $(kF)_{кд}$. С этой целью часть конденсатора заполняют жидким фреоном, закрывают запорные вентили на фреоновых трубопроводах до и после конденсатора и подают в аппарат нагретую воду. При этом разность между температурой фреона (определенной по давлению) и температурой окружающей среды поддерживают в трех опытах около 10; 20 и 30°С. Для проведения опыта по определению $(kF)_{кд}$ обычно требуется несколько больше времени, чем для опыта по определению $(kF)_{кл}$.

Значения $(kF)_{кд}$ практически равны значениям $(kF)_{кл}$.

Измерение сухости пара необходимо даже при большом перегреве пара. При работе влажным ходом расход фреона G_a определяют по тепловому ба-

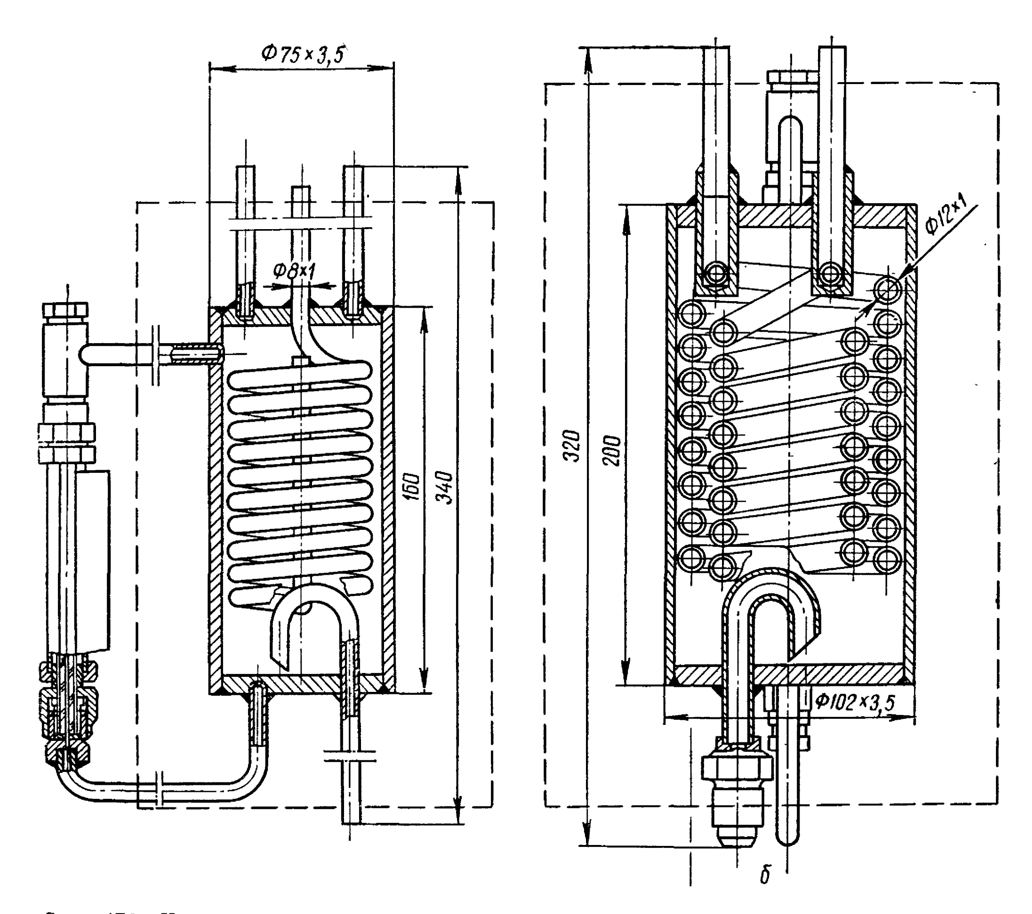


Рис. 172. Конструкции водяных конденсаторов калориметров.

лансу конденсатора, сухость пара — по величине $G_а$ и тепловому балансу калориметра:

$$G_а i_u + Q_{кл} = x G_а i_{кл2п} + (1 - x)\, G_а i_{кл2ж}, \qquad (XIII—15)$$

где i_u — энтальпия фреона перед регулирующим вентилем;

$Q_{кл}$ — количество тепла, подведенного к калориметру;

$i_{кл\,2п}$ — энтальпия пара у выхода из калориметра при температуре $t_{кл2}$;

$i_{кл\,2ж}$ — энтальпия жидкости у выхода из калориметра.

Величину $i_{кл\,2ж}$ определяют по температуре $t_{кл\,2ж} = (t_0 + t_{кл2})/2$ (точное значение температуры жидкости неизвестно, но вызванная этим предположением относительная погрешность не превосходит 0,008).

Из уравнения (XIII—15)

$$x = \frac{i_u - i_{кл2ж} + \dfrac{Q_{кл}}{G_а}}{i_{кл2п} - i_{кл2ж}}. \qquad (XIII—16)$$

В тех случаях, когда требуется измерять сухость пара при работе компрессора не с калориметром с вторичным холодильным агентом, а с обычным испарителем, в испытательный стенд включают двухсекционный калориметр-нагреватель (рис. 173, *а*) по типу, показанному на рис. 170, *б*. Первая секция калориметра-нагревателя служит для определения сухости пара,

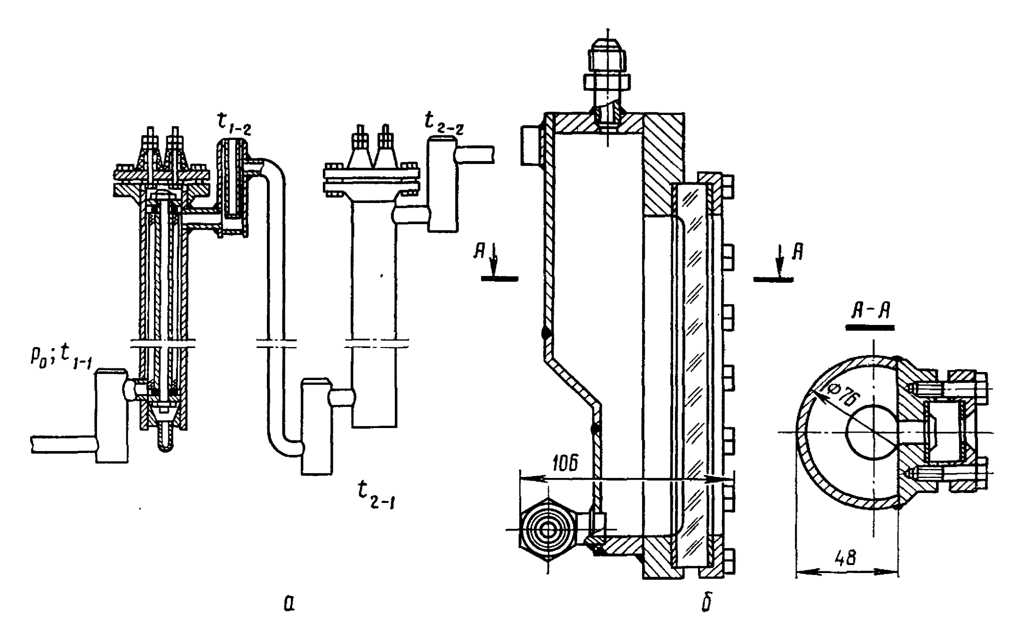


Рис. 173. Приборы для измерения:
а — сухости пара; *б* — концентрации масла.

назначение второй — удостовериться в том, что в первой секции вся жидкость испарилась полностью.

Тепловой баланс первой секции

$$G_a x i_{п1} + G_a (1 - x) i_{ж1} + Q_1 = G_a i_{1-2}, \qquad (XIII-17)$$

где $i_{п1}$ — энтальпия пара у входа в первую секцию (при температуре t_{1-1});
$i_{ж1}$ — энтальпия жидкости у входа в первую секцию при $t_{ж1} = (t_0 + t_{1-1})/2$;
i_{1-2} — энтальпия пара у выхода из первой секции;
Q_1 — тепло, подведенное к первой секции (с учетом теплопритоков через изоляцию, за вычетом собственного потребления электроизмерительных приборов).

Тепловой баланс второй секции

$$G_a i_{2-1} + Q_2 = G_a i_{2-2}, \qquad (XIII-18)$$

где i_{2-1}, i_{2-2} — энтальпия пара у входа во вторую секцию и у выхода из нее;
Q_2 — тепло, подведенное к второй секции.

Во вторую секцию поступает пар, не содержащий жидкости, поэтому

$$\frac{Q_2}{i_{2-2} - i_{2-1}} = G_{a.кд} = G_a, \qquad (XIII-19)$$

где $G_{a.кд}$ — количество циркулирующего фреона, определенного по тепловому балансу конденсатора.

Тогда, из уравнения (XIII—17)

$$x = \frac{i_{1-2} - i_{ж1}\frac{Q_1}{G_a}}{i_{п1} - i_{ж1}}. \qquad (XIII-20)$$

При использовании изложенного метода испытание компрессора сначала проводят без включения двухсекционного калориметра; после окончания

опыта, не изменяя условий работы испарителя, включают двухсекционный калориметр и определяют сухость пара.

В большинстве случаев испытания компрессора должны проводиться при всасывании пара, не содержащего жидкости. Тогда необходимо первым из указанных способов удостовериться в отсутствии жидкости во всасываемом паре. Появление жидкости требует повторения опыта.

Измерение концентрации масла в циркулирующем фреоне

Масло, выходящее из испарителя и возвращающееся в компрессор, несет в себе некоторое количество растворенного фреона. В компрессоре фреон испаряется, вследствие чего снижаются рабочие коэффициенты. Поэтому при испытаниях фреоновых компрессоров необходимо измерять концентрацию масла в циркулирующем фреоне. Прибор для определения концентрации масла объемным способом (рис. 173, *б*) представляет собой сосуд, который включают между ресивером и регулирующим вентилем [37]. Масло-фреоновый раствор циркулирует через прибор до окончания опыта. После этого закрывают вентиль у входа в прибор, отсасывают фреон и определяют по смотровому стеклу высоту слоя масла. Относя его к объему сосуда, определяют объемную концентрацию масла

$$\xi'_м \approx \frac{V_м}{V_м + V_ф}, \qquad \text{(XIII—21)}$$

где $V_м$ — объем масла;
$V_ф$ — объем фреона.

Зная плотность масла $\rho_м$ и фреона $\rho_ф$, определяют концентрацию

$$\xi_м \approx \frac{V_м\rho_м}{V_м\rho_м + V_ф\rho_ф}. \qquad \text{(XIII—22)}$$

Прибор, показанный на рис. 173, *б* имеет емкость около 400 $см^3$. При объемной концентрации масла 1% вероятная относительная погрешность измерения равна 0,025. При увеличении концентрации масла погрешность измерения уменьшается. Влияние этой погрешности на холодопроизводительность компрессора пренебрежимо мало.

Испытательный стенд

Схема испытательного стенда представлена на рис. 174 [170]. Компрессор *1* нагнетает фреон в водяной конденсатор *12* с мерным стеклом *11*, откуда жидкость стекает в ресивер *10*. Постоянное давление кипения в испарителе *3*, расположенном в калориметре *4*, поддерживается с помощью автоматического барорегулирующего вентиля *7*. Нижняя часть калориметра заполнена вторичным холодильным агентом *6*, в который погружен электрический нагреватель *5*. В качестве вторичного холодильного агента используют фреон-*12* (независимо от того, на каком холодильном агенте работает компрессор). Образующийся при кипении пар конденсируется на наружной поверхности испарителя *3*. При испытании мощность нагревателя регулируют так, чтобы давление вторичного холодильного агента оставалось постоянным, т. е. чтобы количество полученного холода было равно количеству подведенного тепла. В схему включены смотровое стекло *2*, фильтр-осушитель *8*, температуру на стенде поддерживает кондиционер *17*.

Для поддержания постоянного давления в водяной линии служит сосуд постоянного уровня *16*, для контроля и регулирования расхода воды — ро-

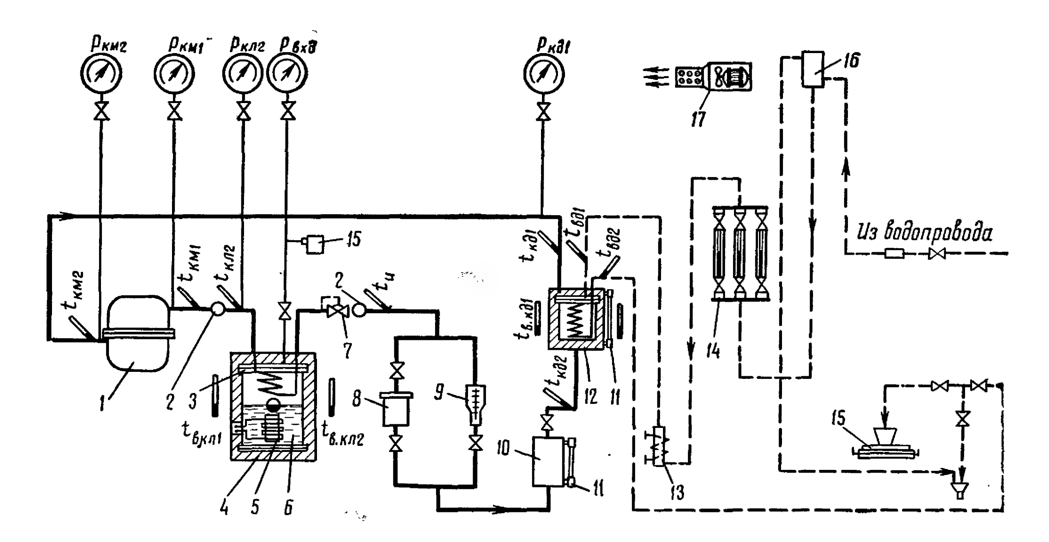


Рис. 174. Схема стенда для испытания компрессоров.

таметры и вентили *14*, для измерения расхода воды — расходомер *15*. В водяной линии между ротаметрами и конденсатором установлен электрический нагреватель *13*. В жидкостный трубопровод включен прибор *9* для определения концентрации масла в циркулирующем фреоне. На схеме показаны места установки манометров и термометров.

Давление фреона измеряют образцовыми манометрами класса 0,6; температуру фреона и воды — ртутными термометрами с ценой деления 0,1°С; температуру воздуха — термометрами с ценой деления 0,5°С. Термометровые гильзы для ртутных термометров устанавливают так, чтобы поток жидкости набегал на конец гильзы и шел снизу вверх (в обратном случае поток иногда заполняет сечение трубы не полностью, что вызывает ошибки в измерениях). Гильзы должны быть расположены на расстоянии не более 150 мм от аппаратов.

В качестве барорегулирующего вентиля можно использовать ТРВ, удалив из него термочувствительную систему. Для более точного регулирования используют винт с мелкой резьбой. Жидкостные и паровые трубопроводы должны быть достаточно большого сечения, без крутых поворотов. При большом гидравлическом сопротивлении в жидкостной линии могут образовываться пузырьки пара, особенно при низком давлении конденсации и высокой температуре кипения. Во избежание этого конденсатор и ресивер рекомендуется устанавливать над калориметром.

Электрическая схема стенда для компрессора с трехфазным электродвигателем показана на рис. 175. Заданное напряжение на клеммах электродвигателя поддерживается с помощью регуляторов напряжения или автотрансформаторов, включенных в каждую фазу. Мощность нагревателя калориметра также регулируется автотрансформатором или автоматическим регулятором.

Питание осуществляется через феррорезонансные стабилизаторы напряжения. Для относительно больших нагрузок калориметра используют собственный источник тока.

В схему включен нагреватель для повышения температуры воды, поступающей к конденсатору (для охлаждения воды в теплое время года используют служебную холодильную машину).

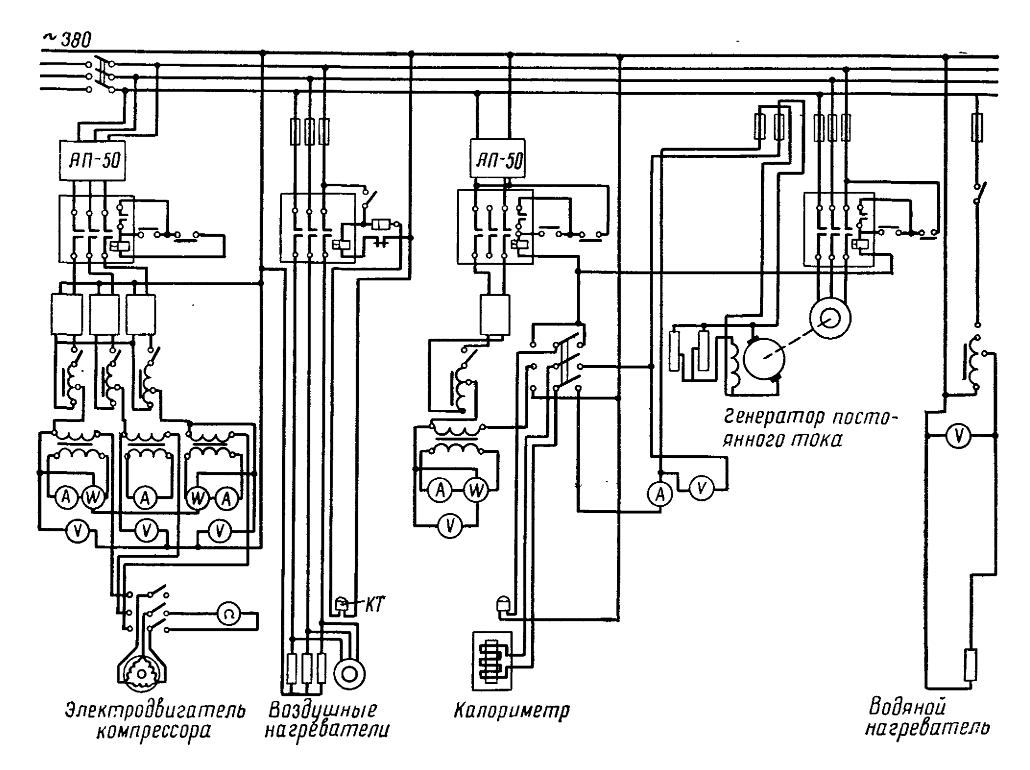


Рис. 175. Электрическая схема стенда для испытания компрессоров.

Для изменения перегрева пара у входа в компрессор при установившемся режиме кратковременно изменяют, например, уменьшают мощность нагревателя. Тогда давление и температура вторичного холодильного агента почти мгновенно снижаются. После этого восстанавливают прежнюю мощность нагревателя, но так как при этом машина работала в установившемся режиме, параметры вторичного холодильного агента не восстановятся. Поэтому теплоприток к испарителю и перегрев всасываемого пара станут меньше.

На испытательном стенде во время проведения опыта температура воздуха должна быть постоянной. Для этого используют специальный кондиционер. Стенд защищают от прямых солнечных лучей.

Условия испытания

Точность определения характеристик компрессора в большой мере зависит от точности измерения и поддержания параметров, определяющих условия его работы [170].

Температура всасывания $t_{км1}$ зависит от перегрева пара. При перегреве пара 5—10°С снижается холодопроизводительность [169] в связи с влажным ходом компрессора. Поэтому температуру всасывания фреоновых компрессоров принимают равной 20°С (в других нормативах 15 или 32°С), что соответствует условиям работы фреонового компрессора в машине с регенеративным теплообменником.

Температура переохлаждения t_u в действительности влияет не на характеристики компрессора, а на его расчетную (условную) холодопроизводительность. Так, если испытывать компрессор в номинальном режиме

при температуре переохлаждения не 25, а 10°C, то холодопроизводительность будет на 10% больше, несмотря на то, что в обоих случаях компрессор работал совершенно одинаково.

В связи с изложенным холодопроизводительность компрессора определяют не при температуре переохлаждения, наблюдавшейся во время опыта, а при расчетной температуре

$$t_{и.расч} = t_к - 5°C. \quad (XIII-23)$$

Сухость пара при обычных испытаниях компрессора должна быть равна 1 (компрессор должен всасывать пар, не несущий капель жидкости). Исключением являются машины, всегда работающие влажным ходом; в них должна поддерживаться заданная сухость пара.

Концентрация масла в малых поршневых компрессорах не должна превышать 1%, в ротационных компрессорах 5%.

Напряжение и частота тока должны поддерживаться постоянными (номинальными), в противном случае неизбежны изменения холодопроизводительности и потребляемой мощности.

Температура окружающего воздуха должна поддерживаться в узких границах, обычно около 20°C (иногда 32°C).

Скорость воздуха, поступающего от конденсатора и обдувающего компрессор, влияет на теплообмен компрессора с окружающей средой и, следовательно, на его холодопроизводительность. Для получения сравнимых результатов скорость воздуха при испытаниях должна соответствовать условиям свободной конвекции. В тех случаях, когда компрессор может работать только при охлаждении принудительным потоком воздуха (иначе возможно повреждение электродвигателя), используют штатный вентилятор агрегата.

При соблюдении указанных условий уравнение (XIII—10) значительно упрощается и принимает вид

$$Q_0 = F_2(p_{км1}, p_{км2}). \quad (XIII-24)$$

Зная вероятные относительные погрешности измерения параметров, влияющих на точность измерения холодопроизводительности компрессора, определим ее вероятную относительную погрешность.

Количество тепла, подведенного к калориметру	0,007
Разность энтальпий до и после калориметра	0,012
Давление всасывания и нагнетания	от 0,0013 до 0,0135
Температура всасывания	0,0008
Напряжение электрического тока	0,001
Частота электрического тока	0,001
Температура воздуха	0,0008

Вероятная относительная погрешность косвенного измерения холодопроизводительности, вычисленная по уравнению (XIII—13)

$$0,011 \leqslant R_{0Q_0} \leqslant 0,014.$$

Подготовка к испытаниям

После монтажа стенда калориметр и конденсатор покрывают тепловой изоляцией толщиной 100—150 мм. Затем определяют $(kF)_{кл}$ и $(kF)_{кд}$. Рекомендуется, чтобы эти величины составляли не более 0,05% номинальной холодопроизводительности компрессора. Сопротивление электрической изоляции нагревателя калориметра должно быть не менее 50 МОм.

После заполнения калориметра фреоном убеждаются в том, что в нем нет воздуха. Для этого температуру стенда поддерживают постоянной в течение 16 ч. Последние 2 ч записывают температуру воздуха у калориметра, а также давление вторичного холодильного агента, которое не должно быть выше давления насыщенного пара фреона, соответствующего температуре окружающего воздуха.

Таким же способом определяют, нет ли воздуха во фреоновой системе стенда, но записывают температуру воздуха у конденсатора и давление фреона в конденсаторе. Подачу воды прекращают. Такая же проверка проводится после каждого добавления в систему фреона. Предварительно следует проверить давление фреона в баллоне.

Все измерительные приборы, применяемые при испытаниях, подлежат обязательной периодической поверке не реже одного раза в полгода. Кроме того, непосредственно до и после испытаний термометры и манометры должны быть поверены на нуль.

Перед испытаниями строят градуировочные графики термометров и манометров. На графиках откладывают величины поправок, приведенные в свидетельствах на эти приборы. Если положение нулевой точки не соответствует указанному в свидетельстве, вводят поправку на ее смещение. Перед каждым включением стенда проверяют и в случае необходимости корректируют установку на нуль стрелок электрических приборов.

Характеристики новых компрессоров определяют при 10—15 режимах, а периодические испытания серийных компрессоров (с целью проверки их качества) производят не менее чем при трех.

Проведение испытаний

Испытания проводят при установившемся тепловом режиме, расчетный участок принимают равным 1 ч. Установившимся называют режим, при котором все измеряемые величины остаются практически постоянными. Допускаются отклонения от средних значений температур кипения t_0, конденсации $t_к$, всасывания $t_{км1}$ и переохлаждения фреона t_u, а также воды $t_{вд1}$ и $t_{вд2}$ не более чем на $\pm 0{,}2$°С, а температуры нагнетания $t_{км2}$ — не более чем на $\pm 0{,}5$°С.

На клеммах электродвигателя должно поддерживаться номинальное напряжение с точностью ± 1 В (при испытании компрессоров с трехфазными электродвигателями напряжение должно измеряться тремя вольтметрами, сила тока — тремя амперметрами). Каждый раз перед тем, как фиксировать силу тока, следует точно установить номинальное напряжение.

Во время испытания смотровое стекло перед регулирующим вентилем должно быть целиком заполнено жидким фреоном. Появление пузырей указывает на засорение жидкостной линии или на недостаточное заполнение системы фреоном.

Основные расчетные формулы

Массовая производительность компрессора должна определяться двумя независимыми способами: по тепловому балансу калориметра $G_{а.кл}$ и тепловому балансу конденсатора $G_{а.кд}$.

Уравнение теплового баланса калориметра

$$G_{а.кл}(i_{кл2} - i_u) = N_{кл} + \Delta Q_{кл}, \qquad (XIII—25)$$

где $i_{кл2}$ — энтальпия фреона у выхода из калориметра,
i_u — энтальпия фреона перед регулирующим вентилем, измеренная во время опыта;
$N_{кл}$ — мощность нагревателя калориметра;

$\Delta Q_{кл}$ — теплопотери калориметра;

$$\Delta Q_{кл} = (kF)_{кл}\left(\frac{t_{в.кл1} + t_{в.кл2}}{2} - t_{в.х.а}\right), \qquad (XIII-26)$$

где $(kF)_{кл}$ — произведение коэффициента теплопередачи на поверхность калориметра;
$t_{в.кл1}$, $t_{в.кл2}$ — температура воздуха перед калориметром и за ним;
$t_{в.х.а}$ — температура вторичного холодильного агента.

Обычно температура вторичного холодильного агента ниже температуры воздуха у калориметра, поэтому теплоприток к калориметру увеличивает тепловую нагрузку испарителя. Из уравнения (XIII—25) можно найти массовую производительность компрессора, определенную по тепловому балансу калориметра:

$$G_{а.кл} = \frac{N_{кл} + \Delta Q_{кл}}{i_{кл2} - i_{и}}. \qquad (XIII-27)$$

Массовую производительность компрессора по тепловому балансу конденсатора $G_{а.кд}$ определяют по формуле

$$G_{а.кл} = \frac{G_{вд}(t_{вд2} - t_{вд1}) + \Delta Q_{кд}}{i_{кд1} - i_{кд2}}, \qquad (XIII-28)$$

где $G_{вд}$ — расход воды;
$t_{вд1}$, $t_{вд2}$ — температура воды до и после конденсатора;
$\Delta Q_{кд}$ — тепловые потери конденсатора,

$$\Delta Q_{кд} = (kF)_{кд}\left(t_{кд} - \frac{t_{в.кд1} + t_{в.кд2}}{2}\right), \qquad (XIII-29)$$

где $(kF)_{кд}$ — произведение коэффициента теплопередачи на площадь поверхности конденсатора;
$t_{кд}$ — температура фреона, определенная по давлению перед конденсатором;
$t_{в.кд1}$, $t_{в.кд2}$ — температура воздуха до и после конденсатора;
$i_{кд1}$, $i_{кд2}$ — энтальпия фреона до и после конденсатора.

Действительную производительность компрессора определяют по формуле

$$G_{а} = \frac{G_{а.кл} + G_{а.кд}}{2}. \qquad (XIII-30)$$

Величина

$$\delta = \frac{G_{а} - G_{а.кл}}{G_{а}} \cdot 100\%, \qquad (XIII-31)$$

характеризующая погрешность испытания, не должна превышать 3% (по ГОСТ 17240—71).

Обработка результатов испытаний

Вначале подсчитывают среднее арифметическое из семи последовательных показаний приборов за расчетный участок, равный 1 ч. После этого в показания термометров и манометров вносят поправки по градуировочным графикам. Количество знаков в цифрах не должно быть чрезмерно большим. Так, например, давления следует указать с точностью до 1 кПа (0,01 кгс/см^2), температуры воды до и после конденсатора — до 0,01°С, остальные температуры — до 0,1°С.

Температуры кипения и конденсации определяют с помощью таблиц насыщенных паров холодильных агентов по абсолютным давлениям соответ-

ственно перед всасывающим патрубком компрессора и после нагнетательного. По этим таблицам для удобства интерполяции следует построить графики зависимости температуры от давления. Температуру фреона в калориметре и конденсаторе определяют соответственно по абсолютным давлениям вторичного холодильного агента и у входа в конденсатор.

Абсолютное давление фреона $p_а$ (в кПа) находят по формуле

$$p_а = 98{,}1\left(p + \frac{p_б}{735{,}6}\right), \qquad \text{(XIII—32)}$$

где p — измеренное давление, кгс/см²;
$p_б$ — показание барометра, мм рт. ст.

Измерение электрических величин и частоты вращения

Силу тока, напряжение и мощность определяют электроизмерительными приборами класса не ниже 0,5. Мощность, потребляемую трехфазным электродвигателем компрессора измеряют по схеме двух ваттметров или тремя ваттметрами, включенными в каждую фазу, либо трехфазным ваттметром. Необходимо учитывать собственное потребление электрических приборов, если оно составляет более 0,5% мощности компрессора.

Частоту вращения открытых компрессоров измеряют тахометром или тахоскопом. Если число оборотов компрессора при испытаниях отличается от проектного, то холодопроизводительность, найденную из опыта, $Q_{0\,изм}$ пересчитывают:

$$Q_{0\,пр} = Q_{0\,изм}\,\frac{n_{пр}}{n_{изм}},$$

где $n_{пр}$, $n_{изм}$ — частота вращения проектная и измеренная.

Так же пересчитывают потребляемую мощность.

Частоту вращения герметичного компрессора тахометром определить нельзя в связи с отсутствием свободного конца вала. Ее измеряют методами, принятыми при измерении скольжения электродвигателя, например индуктивной катушкой. На стендах, оснащенных индикаторами, используют отметчики положения поршня.

Особенностью компрессора с встроенным электродвигателем является также то, что частота вращения не может быть изменена на месте эксплуатации и не остается постоянной, а зависит от режима работы компрессора. Поэтому холодопроизводительность и потребляемую мощность не пересчитывают. Вместе с тем частота вращения зависит от напряжения тока (которое, как было отмечено выше, должно поддерживаться с достаточной точностью) и его частоты. Влияние колебания частоты тока на холодопроизводительность должно учитываться при точных испытаниях:

$$Q_{0\,пр} = Q_{0\,изм}'\,\frac{f_{пр}}{f_{изм}}, \qquad \text{(XIII—33)}$$

где $f_{пр}$, $f_{изм}$ — частота тока в сети, проектная и измеренная.

Измерение температуры обмотки

Эта величина принадлежит к числу наиболее важных технических характеристик герметичных компрессоров, так как характеризует их надежность (см. с. 297).

Среднюю температуру обмотки измеряют методом сопротивления.

Температура обмотки в горячем состоянии

$$t_г = \frac{r_г - r_х}{r_х}(235 + t_х) + t_х, \qquad \text{(XIII—34)}$$

где $r_г$, $r_х$ — сопротивление обмотки в горячем и практически холодном состояниях;
$t_г$, $t_х$ — соответствующие температуры.

Для повышения надежности результатов испытаний перед началом каждого опыта измеряют сопротивление обмотки в холодном состоянии и приводят к 0°С по уравнению (XIII—34).

Получив из нескольких опытов среднее, наиболее достоверное значение этой величины r_0, далее ведут расчет по формуле

$$t_г = \left(\frac{r_г}{r_0} - 1\right) 235. \qquad \text{(XIII—34а)}$$

Температуру обмотки измеряют после окончания проведения испытания в установившемся режиме. Температуру в момент остановки определяют экстраполяцией. В трехфазных двигателях измеряют температуру одной или двух последовательно соединенных фаз. Возможно измерение температуры обмотки и без остановки двигателя [10].

ИНДИЦИРОВАНИЕ

Индицирование малых холодильных компрессоров, в особенности герметичных, представляет значительные трудности в связи с небольшим диаметром цилиндров, высокой частотой вращения (25 или 50 $с^{-1}$), отсутствием внешнего привода. Использование механических индикаторов здесь исключается.

Применяют электронные индикаторы с пьезоэлектрическими или тензометрическими датчиками. Действие пьезоэлектрических датчиков основано на том, что при сжатии в них возникает электрический заряд, пропорциональный давлению. В тензометрическом датчике при повышении давления деформируется упругая мембрана и соответственно изменяются размеры и электрическое сопротивление тонких проволок, наклеенных на мембрану и включенных в измерительную схему прибора. Электрический сигнал усиливается и подается на показывающий (катодный) или записывающий (шлейфовый) осциллограф. Шире распространены пьезоэлектрические индикаторы, характеризуемые большей надежностью, удобством в эксплуатации; преимущество тензометрического датчика — более простой способ определения масштаба давлений.

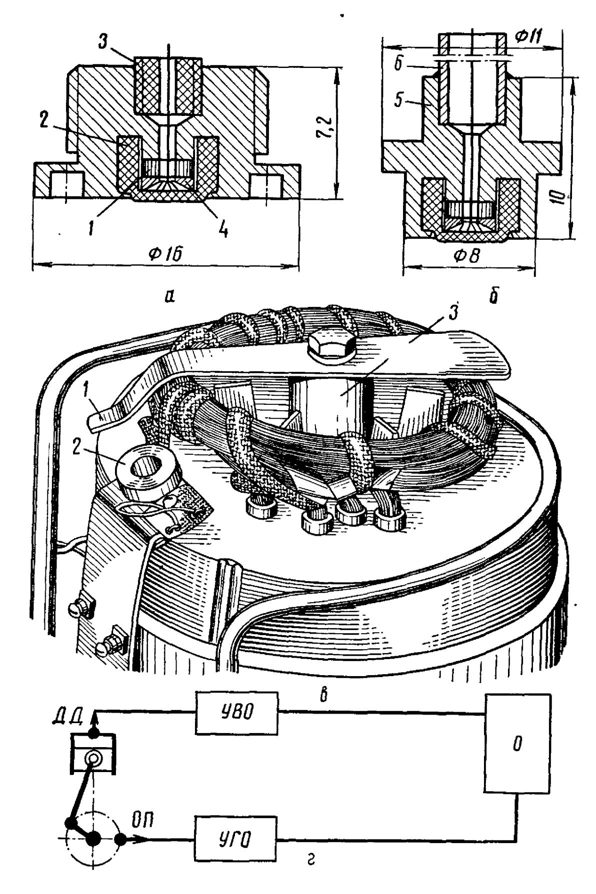


Рис. 176. Пьезоэлектрический индикатор:
а, б — датчики; *в* — отметчик хода поршня; *г* — схема.

Пьезокерамический индикатор [149] состоит из следующих основных элементов: пьезокерамического датчика; катодного повторителя, усиливающего мощность сигнала датчика; отметчика крайних положений поршня; осциллографа; отметчиков равных давлений.

Чувствительным элементом датчика (рис. 176, *а*, *б*) является пьезокерамический диск *1*, расположенный на круглом электроде *4*, отделенном от остальной части корпуса датчика кольцевой канавкой.

Обе стороны диска *1* покрыты тонким слоем серебра. Верхний слой серебра припаян к корпусу, нижний — к электроду *4* с проводом, идущим через сверление в керамическом диске *1* и корпусе датчика наружу к усилителю. Электрод и боковая поверхность диска изолированы фторопластовым стаканом *2*, провод закреплен в корпусе фторопластовым сальником *3*. Датчики по рис. 176, *а* ввинчивают в плиты толщиной не менее 10 мм, а по рис. 176, *б*— вставляют снаружи и прижимают к клапанным плитам. Корпус *5* соединен трубкой малого диаметра *6*, выведенной через кожух компрессора, с окружающей средой, поэтому на одну сторону керамики действует давление в цилиндре, на другую — атмосферное давление.

Индукционный отметчик состоит из неподвижного постоянного магнита *2* с катушкой и стального флажка *1*, присоединенного к валу *3* компрессора (рис. 176, *в*). Флажок устанавливают так, чтобы он пересекал нейтральную ось магнита при достижении поршнем в.м.т. (верхней мертвой точки). При прохождении флажка над магнитом в обмотке катушки индуцируется э.д.с., которая подается на синхронизирующее устройство осциллографа. Флажок устанавливают по специальному контактному отметчику, который монтируется в крышке цилиндра при снятой клапанной плите.

При работе с катодным осциллографом (рис. 176, *г*) сигнал от датчика давления *ДД* подается на усилитель вертикального отклонения *УВО* и далее на вертикально-отклоняющие пластины электронно-лучевой трубки осциллографа *О*. Генератор непрерывной развертки обеспечивает равномерное перемещение луча трубки по горизонтали. Для синхронизации частоты генератора служит сигнал индукционного отметчика положения *ОП*. Этот сигнал подается на усилитель горизонтального отклонения *УГО* и далее на горизонтально-отклоняющие пластины электронно-лучевой трубки осциллографа.

Осциллограммы фотографируют. Для определения индикаторной мощности по $p - \tau$ диаграмме (давление—время) без ее перестройки в координаты $p - v$ диаграмму проектируют на сетку длиной 120 мм, разделенную на 40 равных частей.

На том же графике проводят линии давлений во всасывающей и нагнетательной полостях. Мгновенные давления в цилиндре герметичного компрессора практически равны давлениям в нагнетательной полости (при положении поршня в в.м.т.) и во всасывающей полости (при положении поршня в н.м.т.).

Для более точного определения масштаба осциллограмм пользуются отметчиками равных давлений. Среднее интегральное давление за оборот в нагнетательной полости равно давлению нагнетания $p_{км2}$ (по манометру), среднее интегральное давление во всасывающей полости равно $p_{км1}$. По линиям $p_{км1}$ и $p_{км2}$ определяют масштаб диаграммы и величину усилия, действующего на поршень $p_п$.

Далее находят тангенциальное усилие, действующее на коленчатый вал в зависимости от угла поворота кривошипа:

$$T = p_п k(\alpha), \qquad \text{(XIII—35)}$$

$$k(\alpha) = f(\alpha, R, L),$$

где α — угол поворота вала;
R — радиус кривошипа;
L — длина шатуна.

После этого определяют среднее тангенциальное усилие T_i и индикаторную мощность

$$N_i = cT_iRn, \tag{XIII—36}$$

где n — частота вращения;
c — постоянная.

По осциллограмме и зависимости $S = f(\alpha)$, где S—ход поршня, находят объемный коэффициент λ_c.

При разработке методики работы с индикатором автором было определено минимальное число индикаторных диаграмм, которые следует снимать во время каждого опыта, чтобы исключить влияние случайных погрешностей.

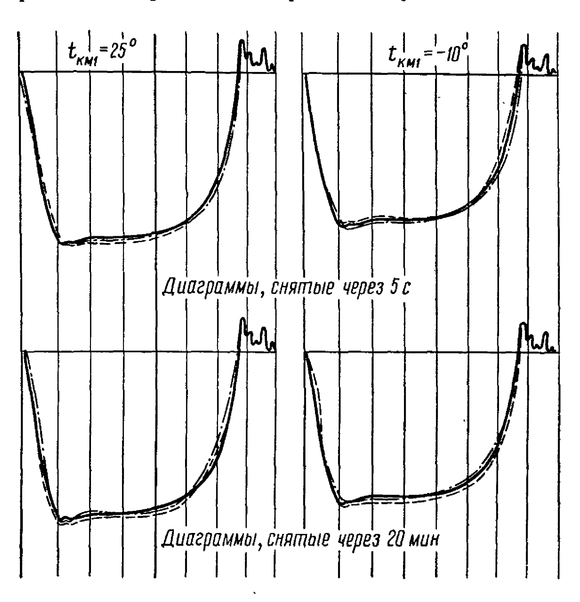


Рис. 177. Индикаторные диаграммы, снятые через 5 с и 20 мин.

С этой целью при работе компрессора ФГ 0,7 ∼ 3 в установившемся режиме снимали по 5 индикаторных диаграмм подряд (примерно через 5 с), потом через 10 мин еще 5 диаграмм, и так 5 раз.

Отклонения от средней мощности, подсчитанной по каждой группе измерений из 5 диаграмм, составляли до ±2%. Отдельные диаграммы дают большие отклонения (до 7%). Диаграммы, снятые через 5—10 с, не более близки между собой, чем снятые через 20—50 мин (рис. 177).

Проведенные опыты показали, что при индицировании двухцилиндрового компрессора следует снимать 3 диаграммы с каждого цилиндра (в начале, середине и конце расчетного участка), а при индицировании одноцилиндрового — 4 диаграммы.

Иначе обстоит дело с диаграммами изменения давления во всасывающей и нагнетательной полостях крышки цилиндров компрессора. Величина пульсаций давления в компрессорах данного типа относительно мала, поэтому достаточно снимать одну диаграмму.

Для устранения большой вычислительной работы при индицировании применяют специальный прибор, состоящий из датчиков давления и хода поршня, усилителей и вычислительного устройства, определяющего произведение полученных величин [199].

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ И МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

Потери мощности в асинхронном электродвигателе

$$N_{п.эд} = N_{м1} + N_{ст} + N_{м2} + N_{тр.эд}, \tag{XIII—37}$$

где $N_{м1}$ — потери в меди (в обмотке статора);

$N_{ст}$ — потери в стали;

$N_{м2}$ — потери в обмотке ротора;

$N_{тр.\ эд}$ — механические потери на трение вала, вентиляционные и добавочные потери.

Потери в меди, т. е. основные потери в цепях рабочих обмоток, в случае трехфазного электродвигателя, определяют по формуле

$$N_{м1} = 3I_ф^2 R, \quad \text{(XIII—38)}$$

где $I_ф$ — сила тока в одной фазе;

R — сопротивление одной фазы при данной температуре.

При соединении обмотки в звезду фазный ток равен линейному, при соединении в треугольник — меньше линейного в 1,73 раза.

В однофазном электродвигателе

$$N_{м1} = I_р^2 R_р + I_п^2 R_п, \quad \text{(XIII—39)}$$

где $I_р$, $I_п$ — сила тока в рабочей и пусковой обмотках;

$R_р$, $R_п$ — сопротивление рабочей и пусковой обмоток.

В однофазных двигателях с отключаемой пусковой обмоткой второе слагаемое в правой части уравнения (XIII—39) равно нулю.

Потери в меди зависят от режима работы компрессора. С увеличением нагрузки (при повышении температур кипения и конденсации) растет сила тока и соответственно возрастают потери. Напряжение на клеммах электродвигателя также влияет на потери в меди. При постоянной нагрузке сила тока имеет минимум при некотором напряжении, возрастая как при повышении, так и при понижении напряжения. Особенно резко возрастает ток при падении напряжения до величины, близкой к напряжению опрокидывания. Вместе с током изменяются и потери в меди.

Потери в стали определяют по уравнению

$$N_{ст} = cU^2, \quad \text{(XIII—40)}$$

где U — напряжение на клеммах двигателя:

c — постоянная.

Потери в обмотке ротора

$$N_{м2} = \frac{N_э - N_{м1} - N_{ст}}{100}\, s, \quad \text{(XIII—41)}$$

где s — скольжение в процентах.

Потери в роторе возрастают при росте нагрузки и соответствующем увеличении скольжения; они меньше потерь в меди и в стали.

Механические потери встроенного электродвигателя нельзя отделить от потерь трения компрессора, так как двигатель и компрессор имеют общие вал и подшипники. К.п.д. электродвигателя в целом зависит от его конструкции, номинальной мощности, скорости вращения, режима его работы (потребляемой мощности, напряжения и частоты тока, температуры).

Потери в стали и механические потери определяют с помощью опыта холостого хода, во время которого компрессор работает вхолостую и вся потребляемая мощность расходуется только на потери. Вычитая из подведенной мощности потери в меди, получают сумму потерь в стали и механических потерь.

Для разделения этих потерь используют уравнение (XIII—40): строят график зависимости суммы потерь в стали и потерь трения от квадрата напряжения

$$N_{ст} + N_{тр} = f(U^2). \quad \text{(XIII—42)}$$

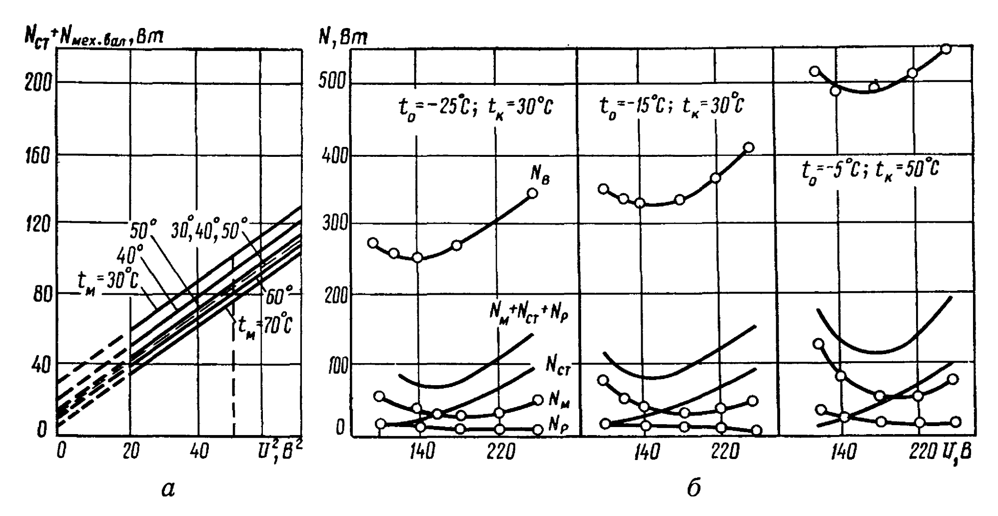


Рис. 178. Определение потерь:

а — электрических (в стали) и механических; *б* — разделение потерь.

Полученные прямые проводят до пересечения с осью ординат (рис. 178, *а*), где U и, следовательно, $N_{\text{ст}}$ равны нулю. Отсюда находят $N_{\text{тр}}$.

Для проверки правильности принятых при этом расчете допущений автором были проведены следующие опыты. При испытании герметичного компрессора в установившемся тепловом состоянии изменяли напряжение на клеммах электродвигателя, измеряли потребляемую мощность и сравнивали с расчетными величинами.

На рис. 178, *б* в качестве примера показана зависимость мощности, потребляемой компрессором ФГ 0,7 ~ 3, от напряжения при трех режимах работы компрессора. В нижней части графиков нанесена кривая потерь в стали, определенная по проведенным ранее опытам. Это — квадратичная парабола, одинаковая во всех случаях. Там же нанесены кривые потерь в меди, в обмотке ротора и суммарных электрических потерь (эти кривые имеют отчетливый минимум при низких напряжениях в связи с большим влиянием потерь в стали). Зная разность потребляемой мощности $N_{э}$ и потерь в электродвигателе $N_{\text{п.эд}}$, определяем сумму индикаторной мощности и потерь трения в условиях установившегося режима при 220 В. Прибавляя эту величину к потерям в электродвигателе $N_{\text{п.эд}}$, найденным указанным выше способом, находим расчетным путем зависимость потребляемой мощности $N_{э}$ от напряжения. График показывает вполне удовлетворительное совпадение расчетных и опытных точек.

ТЕПЛОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Методика тепловых испытаний холодильных агрегатов близка к изложенной выше методике испытаний малых компрессоров.

Условия испытаний компрессоров и агрегатов совпадают в том отношении, что их характеристики обычно определяют при одинаковых параметрах всасываемого фреона — давлении и температуре перед всасывающим патрубком компрессора. Но компрессор испытывают при заданном давлении нагнетания (температуре конденсации), тогда как агрегат — при заданных параметрах окружающей среды (температуры и условий движения воздуха

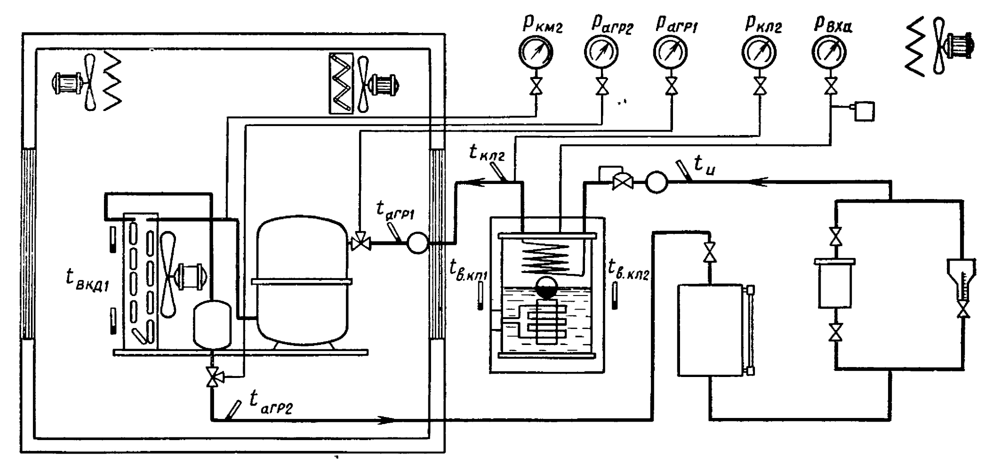


Рис. 179. Схема стенда для испытания холодильных агрегатов.

в агрегатах с воздушным охлаждением, температуры и расхода воды в агрегатах с водяным охлаждением).

Для получения надежных результатов холодопроизводительность определяют двумя независимыми способами: при испытаниях агрегатов с водяным конденсатором, как и при испытаниях компрессоров, по тепловым балансам калориметра (с вторичным холодильным агентом) и водяного конденсатора. Но при испытаниях агрегатов с воздушным конденсатором измерения температуры и расхода воздуха не удается провести с той же точностью в связи с неравномерностью полей температур и скоростей после конденсатора (погрешность обычно составляет до 15%).

В связи с этим при испытаниях агрегатов с воздушным конденсатором принята следующая методика. Компрессор, входящий в состав агрегата, должен быть предварительно испытан. Результаты определения его массовой производительности следует представить в виде семейства кривых

$$G_а = f(t_к), \qquad \text{(XIII—43)}$$

где каждая кривая относится к заданной температуре кипения.

Значения массовой производительности $G_{а.кл}$, найденные при испытаниях агрегата по тепловому балансу калориметра с вторичным холодильным агентом, наносят на этот график. Отклонение $G_{а.кл}$ от массовой производительности, найденной по характеристике компрессора, показывает погрешность испытания. После окончания опытов следует проверить производительность компрессора.

В схему стенда для испытания малых холодильных агрегатов с в о з д у ш н ы м о х л а ж д е н и е м (рис. 179) входят калориметр с вторичным холодильным агентом и другие элементы, использованные в стенде для испытания малых холодильных компрессоров (см. рис. 174). Агрегат устанавливают в камере, оборудованной электрическими нагревателями и вентиляторами. Нагреватели включаются и выключаются контактными термометрами, расположенными перед конденсатором. В стенах камеры, покрытых тепловой изоляцией, сделаны застекленные окна.

Для измерения скорости воздуха перед конденсатором до испытания агрегата устанавливают входной коллектор, обеспечивающий выравнивание потока воздуха. Каждую сторону коллектора делят на три части и скорость воздуха измеряют крыльчатым анемометром в 9 точках. Число оборотов вентилятора определяют строботахометром.

Холодопроизводительность агрегата определяют по уравнению

$$Q_0 = G_а (i_{агр1} - i_{агр2}), \qquad (XIII—44)$$

где $i_{агр1}$ — энтальпия фреона перед агрегатом, равная $i_{км1}$;
$i_{агр2}$ — энтальпия жидкого фреона у выхода из агрегата.

В отличие от величины i_u в уравнении (XIII—9), величина $i_{агр2}$ является не расчетной, как при испытаниях компрессора, а найденной из опыта.

Массовую производительность агрегата $G_а$ находят по уравнению (XIII—25). Точность определения $G_{а.кл}$ выше, чем точность определения массовой производительности по характеристике компрессора, поэтому производительность агрегата принимают равной $G_{а.кл}$. Погрешность измерения

$$\delta = \frac{G_{а.кл} - G_{а.км}}{G_{а.кл}} \qquad (XIII—45)$$

составляет в среднем 0,02—0,04 и не более 0,08 (по ГОСТ 13370—67).

Испытания должны проводиться в объеме, достаточном для построения полных характеристик агрегата, обычно в 12—15 режимах, в том числе обязательно при следующих условиях (табл. 80).

Таблица 80

Температура, °С	Исполнение агрегата								
	среднетемпературное			низкотемпературное			высокотемпературное		
Кипения	—25	—15	—10	—40	—35	—25	—10	0	5
Окружающего воздуха	40	20	40	40	20	20	40	30	30

Стенд для испытания агрегатов с водяным конденсатором принципиально не отличается от стенда для испытания компрессоров (см. рис. 174). В основном совпадают и методики проведения опытов. Разница состоит в следующем:

водяной конденсатор не покрывают тепловой изоляцией;

в случае необходимости для подачи охлаждающей воды используют специальный насос;

наряду с нагревателем воды обязателен охладитель;

температура переохлаждения определяется не расчетным, а опытным путем.

Таблица 81

Температура, °С	Исполнение агрегата								
	среднетемпературное			низкотемпературное			высокотемпературное		
Кипения	—25	—15	—10	—40	—35	—25	—10	0	5
Входа воды	30	15	30	30	15	30	30	30	25
Выхода воды	35	25	40	35	25	40	35	40	35

Испытания должны проводиться в объеме, достаточном для построения полных характеристик агрегата. При этом обязательно проведение испытаний при условиях, указанных в табл. 81.

Величина δ, характеризующая погрешность испытаний, определяется по уравнению (XIII—31). Она должна быть не более 6%.

АКУСТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ КОМПРЕССОРОВ И АГРЕГАТОВ

Шумовые характеристики компрессоров и агрегатов определяют при работе на фреоне, на стенде (см. рис. 174), или в газовом кольце с охладителем, манометрами для определения давлений всасывания и нагнетания и регулирующими вентилями, позволяющими поддерживать требуемые давления всасывания и нагнетания. Такое кольцо проще в монтаже и эксплуатации.

Компрессор или агрегат устанавливают в заглушенной камере. На акустическом стенде лаборатории малых холодильных машин ВНИХИ для сведения к минимуму наружных помех стены сделаны двойными (из кирпича и железобетона); пространство между ними заполнено стекловолокном. Стены и потолок камеры покрыты трехклиновыми поролоновыми пакетами, пол — звукоотражающий, гладкий. Уровень помех в этой камере менее 20 дБА, а влияние звукоотражений не более 1 дБ.

В комплект измерительной аппаратуры входят микрофоны, вибродатчики, усилители, самопишущие приборы и спектроанализаторы. Методы измерений указаны в ГОСТ 8. 055. 73. Колебания газа в компрессоре воспринимаются пьезоэлектрическими датчиками и записываются осциллографом.

Требования к аппаратуре установлены нормативной документацией.

Компрессор или агрегат устанавливают на массивном виброизолированном фундаменте (масса его должна быть в 10 раз больше массы испытываемого объекта) и соединяют гибкими шлангами со стендом, который находится за пределами заглушенной камеры. Компрессор располагают на жесткой измерительной платформе на штатных (входящих в комплект поставки) виброизоляторах (в качестве платформы можно использовать раму агрегата). Платформу устанавливают на четырех стендовых амортизаторах, которые при этом должны переместиться не более чем на половину своей высоты, но не менее чем на 2 мм.

При измерении вибраций в вертикальном направлении датчики устанавливают на измерительной платформе вблизи точек крепления компрессора, при измерении вибраций в горизонтальном направлении — на торцовых сторонах платформы. Масса вибродатчика не должна превышать 0,05 массы компрессора с платформой или агрегата. Аппаратура должна обеспечить измерение вибраций в зоне частот от 50 до 10 000 Гц с погрешностью не более $\pm 20\%$ во всем диапазоне частот.

Помехи в точках измерения шума должны быть на 10 дБА, а вибраций на 10 дБ ниже измеренных значений во всем диапазоне частот.

Акустические характеристики измеряют при работе компрессоров и агрегатов в установившемся номинальном режиме. Показания приборов записывают через каждые 20 мин. При подсчете результатов определяют среднее арифметическое четырех последовательных показаний приборов. Шум компрессоров бытовых холодильников обязательно определяют также при пуске.

Это необходимо и при испытаниях компрессоров больших размеров с внутренними виброизоляторами.

Глава XIV. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

ЭКСПЛУАТАЦИЯ

ОСУШКА И ОЧИСТКА

Попадание влаги в систему, заполненную фреоном и смазочным маслом, при действии высоких температур в компрессоре приводит к образованию минеральных и органических кислот. Эти кислоты разрушающе действуют на детали компрессора, в первую очередь на электрическую изоляцию встроенного электродвигателя. Капли свободной влаги замерзают в дросселирующем устройстве (ТРВ или капиллярной трубке) и нарушают работу машины. Поэтому при изготовлении, монтаже и ремонте фреоновые холодильные машины тщательно осушают и очищают.

Процесс производства герметичных машин обычно предусматривает длительную (десятки часов) осушку электродвигателей (при температуре около 120°С) и кратковременную сушку в течение нескольких часов — компрессоров, конденсаторов, испарителей и машин в сборе при продувке сухим воздухом. Сухость воздуха определяют по точке росы, которая у выхода из сухого герметичного компрессора должна быть не выше —50°С.

Но в процессе эксплуатации, особенно в первые 2—3 года, во фреоновых машинах все же появляется влага в результате выделения из электрической изоляции. Кроме того, в низкотемпературные машины, работающие под вакуумом, через мельчайшие неплотности проникает воздух с водяным паром. При вскрытии любых машин для ремонта на месте эксплуатации влага оседает на поверхностях, соприкасающихся с воздухом. Поэтому во все фреоновые машины включают фильтры-осушители, которые очищают фреон и масло и с помощью адсорбентов поглощают из них влагу. В герметичные машины эти приборы встраивают на весь срок службы, в открытые — на некоторое время после монтажа, ремонта и дозарядки системы (кроме машин, работающих под вакуумом, где осушитель нужен всегда). На заводах холодильных машин и ремонтно-монтажных комбинатах применяют технологические фильтры-осушители значительно большей емкости.

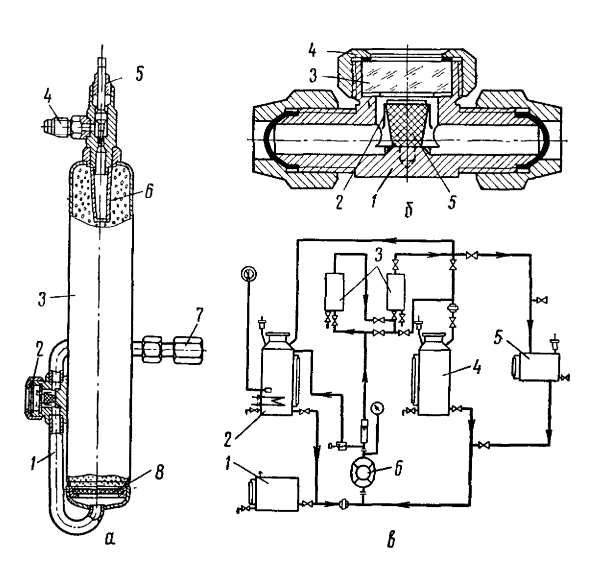


Рис. 180. Устройства для осушки системы:
а — узел обкатки; *б* — индикатор влажности; *в* — схема установки для осушки масла.

В качестве адсорбентов используют силикагель и активированную окись алюминия, а в последнее время — цео-

литы, особо эффективные синтетические адсорбенты. Все эти материалы имеют пористую, очень развитую поверхность (до 1000 $м^2$ на 1 г вещества). После того как адсорбент дойдет до состояния насыщения, его регенерируют — нагревают до температуры, при которой выделяется влага. Силикагель марки КСМ способен поглощать до 40% влаги (по отношению к собственной массе). Температура регенерации силикагеля составляет примерно 200°С.

Цеолиты NaA и NaA-2МШ в несколько раз активней, кроме того, они производят более полную осушку (до меньших концентраций воды) и удерживают воду при более высоких температурах, поэтому цеолитовые осушители можно устанавливать перед капиллярной трубкой, что удобнее для монтажа.

Исследование процессов очистки фреоновых машин, разработка и внедрение новых методов определения и удаления влаги с помощью цеолита выполнены под руководством Л. С. Малкина, В. Л. Колина и А. И. Филенко [78, 79, 96, 123]. Важное достоинство цеолита NaA-2МШ в том, что он удаляет кислоты из масло-фреонового раствора. Применение цеолитов позволяет усовершенствовать технологию осушки герметичных агрегатов.

Для осушки применяют обкаточный узел (рис. 180, *а*), основными элементами которого являются осушитель *3*, индикатор влажности *2*, штуцер *4* и запорный вентиль *5*. Осушитель изготовлен из латунной трубки диаметром 46 мм, с одной стороны которой укреплена латунная сетка *8*, а с другой — вентиль с металлокерамическим фильтром *6*. В осушитель засыпают 0,4 кг цеолита. При обкатке холодильного агрегата осушитель с помощью накидной гайки *7* соединяют с жидкостным вентилем ресивера. Индикатор влажности *2*, установленный на трубе *1*, позволяет следить за процессом осушки.

Индикатор влажности ИВ-7 (рис. 180, *б*) состоит из латунного корпуса *1* со смотровым стеклом *3*, накидной гайкой *4* и чувствительного элемента *2* на капроновом стержне *5*. Чувствительным элементом служит фильтровальная бумага, пропитанная 4%-ным раствором бромистого кобальта [78]. Цвет бумаги зависит от содержания воды во фреоне и от температуры, с повышением которой растворимость воды во фреоне увеличивается (табл. 82).

Растворимость воды во фреоне-22 значительно выше, чем во фреоне-12, поэтому допускается более высокое ее содержание.

Таблица 82

Температура, °С	Влажность фреона, мг/кг			
	Цвет бумаги			
	зеленый	синий	голубой	розовый
Фреон-12				
—20	<5	5—15	—	>15
—40	<10	15—30	—	>30
—55	<20	30—50	—	>50
Фреон-22				
—20	—	<15	15—60	>60
—40	—	<30	30—200	>200

Полная длина узла обкатки 355 мм, масса 1,2 кг.

Схема установки для осушки масла показана на рис. 180, *в*. Из бака *1* масло шестеренчатым насосом *6* подается в нагреватель *2*, где его температура повышается до 60°С и соответственно снижается вязкость. После этого насос *6* перекачивает масло через адсорберы *3*, заполненные цеолитом, и бак *4*, до тех пор, пока не будет достигнута необходимая сухость. Тогда масло подается в бак *5*. Производительность установки 60 кг/ч. Масса цеолита в одной адсорбционной колонне 5 кг. Габаритные размеры установки 850×560×1050 мм.

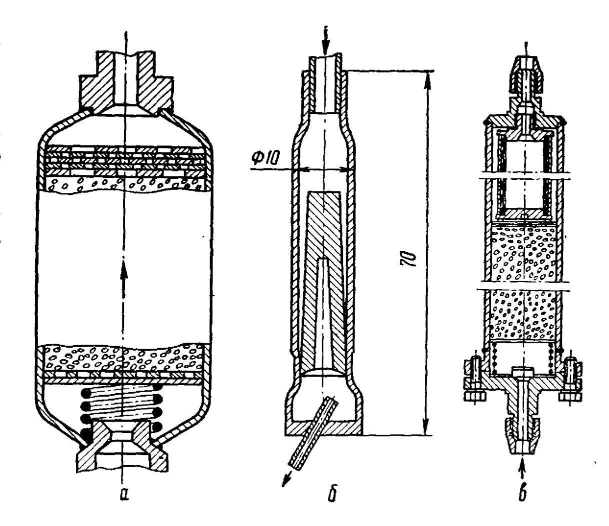


Рис. 181. Фильтры-осушители:
а — цеолитовый ОП-15М; *б* — фильтр бытового холодильника; *в* — силикагелевый Ф-23.

В герметичные машины с агрегатами ХЗХМ и РЗХМ встраивают фильтр-осушитель ОП-15М (ФО-60), заполненный цеолитом NaA (рис. 181, *а*). Сетка — латунная, мелкая (около 90 отверстий на 1 см). Корпус фильтра — стальной сварной. Раньше в герметичных машинах, содержащих до 2,5 кг фреона, применяли осушитель ФОС-40, заполненный гранулированным силикагелем КСМ.

В бытовых холодильниках применяют цеолитовые фильтры-осушители с корпусом из медной трубки, а иногда — раздельные фильтры (рис. 181, *б*) и осушители. Наряду с медной сеткой используют металлокерамику. Зарядка цеолита в осушителе около 10 г.

В машины с открытыми и бессальниковыми агрегатами встраивают разъемные фильтры-осушители, заполненные силикагелем КСМ. Кроме латунных сеток в фильтре-осушителе Ф-23 (рис. 181, *в*) применяют асбестовое полотно, в ОФФ-15 — фетр. Ниже приведены технические характеристики фильтров-осушителей.

	Ф-23	ОФФ-10а	ОФФ-15
Масса силикагеля, кг	0,2	0,23	0,45
Диаметр патрубка, мм	10	10	15
Габаритные размеры, мм	380×145×90	—	340×235×130

Очистка от механических загрязнений герметичных компрессоров и агрегатов производится с помощью специальных моечных машин (отдельные заводы допускают не более 40 мг загрязнений на поверхности компрессоров бытовых холодильников).

Перед заполнением фреоном и маслом герметичные машины вакуумируют до остаточного давления ~13 Па (0,1 мм рт. ст.), а машины с открытыми компрессорами обычно до ~5 кПа (40 мм рт. ст.). При этом обеспечиваются удаление кислорода и дополнительная осушка.

На ряде заводов вакуумирование производят в два приема, понижают давление воздуха не до конца (на что расходуется основное время), а до 5 кПа систему заполняют фреоном и вновь вакуумируют. Двукратное повторение процесса позволяет гораздо быстрей достигнуть заданного остаточного давления воздуха.

Агрегаты, монтируемые на месте эксплуатации, вакуумируют также собственным (открытым или бессальниковым) компрессором, потом продувают систему фреоном, снова вакуумируют, заполняют фреоном и испытывают на плотность. Машины, не заполненные холодильным агентом, заряжают из баллона, присоединенного к всасывающему вентилю (также вакуумируя систему и продувая ее фреоном).

ЗАПОЛНЕНИЕ ФРЕОНОМ И МАСЛОМ

Холодильные агенты и смазочные масла, применяемые в малых холодильных машинах, должны быть тщательно очищены и осушены. Фреон-12 (хладон-12*) для герметичных машин должен содержать не более 0,0006%, а фреон-22 не более 0,0025 % (по массе) влаги.

Смазочные масла выбирают в зависимости от типа машины и температурного диапазона ее работы. В нормативной документации указана вязкость, а также температура вспышки и застывания масла (чем больше разница между ними, тем шире область применения масла). В марку масел входят буква Х («холодильное»), обозначение холодильного агента и величина вязкости при номинальных условиях. Например, ХФ-22-24 — масло для фреона-22 вязкостью 24 м²/с при 50°С. Синтетическое масло для низкотемпературных машин, работающих на фреоне-22, обозначено буквой с.

Применяемые в малых холодильных компрессорах масла имеют следующие характеристики (табл. 83).

Таблица 83

Характеристика	Смазочное масло		
	ХФ-12-18 (ХФ-12-16)	ХФ-22с-16	ХФ-22-24
Кинематическая вязкость при 50°С, м²/с	18(16)	16	24
Температура вспышки, °С	160	225	125
Температура застывания, °С	—40	—58	—55
Температура помутнения в смеси с фреоном-12, °С	—28	—70	—76
Кислотное число	0,03	0,35	0,05
Плотность, г/см³	0,9	0,97—0,98	0,9

Масла ХФ-12-18 и ХФ-12-16 перед зарядкой в компрессор должны содержать воды не более 10 мг/кг, ХФ-22-24 — не более 15 мг/кг, ХФ-22с-16 — не более 40 мг/кг.

В парах трения фреоновых компрессоров смазка производится не чистым маслом, а масло-фреоновым раствором, имеющим значительно более низкую вязкость. С ростом температуры вязкость чистого масла резко падает, но вместе с тем уменьшается и концентрация фреона в растворе (при постоянном давлении). Поэтому вязкость раствора убывает относительно медленно. Данные о свойствах этих растворов приведены в литературе [86, 126]. При пользовании этими данными следует учесть, что равновесные состояния растворов достигаются лишь через длительное время (десятки часов).

---

* С 1975 г. фреон-12 получил новое название «хладон-12». Предполагается ввести подобные названия и для других фреонов. В литературе встречаются также обозначения типа R22 (фреон-22), R717 (аммиак).

Заполнение системы фреоном и маслом на заводах холодильных машин производят объемным способом с помощью мерных сосудов. На месте эксплуатации машины заполняют фреоном из баллонов через фильтр-осушитель. Баллон устанавливают вентилем вниз и присоединяют к стороне низкого давления. После повышения давления фреона-12 в испарителе до ~400 кПа (4 кгс/см²) или фреона-22 до ~600 кПа (6 кгс/см²) вентиль на баллоне закрывают, включают компрессор и снижают давление до близкого к атмосферному. Потом вновь останавливают компрессор и открывают вентиль баллона (при непрерывном охлаждении конденсатора). Заполнение контролируют с помощью весов. Следует иметь в виду, что жидкий фреон-22 снижает электрическое сопротивление изоляции [92] и в случае попадания на проходные контакты может вызвать замыкание.

Уровень масла в компрессорах со смотровым стеклом должен быть в верхней трети стекла. Перед добавлением масла давление в картере снижают до атмосферного и закрывают запорные вентили.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УТЕЧЕК

Для определения утечек холодильного агента используют свойство галоидов (фтора и хлора), входящих в состав фреонов, изменять цвет пламени или электропроводность газов [71].

В галоидной лампе ЛГ-7 конструкции ЛСКХО (рис. 182) в резервуаре находится пропан-бутан, который горит в трубке *1* над медным кольцом *2*. Воздух к пламени подводится по гибкому шлангу *6*. Конец шланга подносят к местам соединений, где возможны утечки. В случае попадания частиц фреона они разлагаются и окрашивают пламя в зеленый или синий цвет. Для того чтобы зажечь лампу, открывают маховик *5*. Газ, выходя из сопла *4* диаметром 0,1 мм, создает разрежение в инжекторе *3*. Галоидная лампа позволяет обнаружить очень небольшие неплотности, утечки через которые составляют 5—10 г в год.

Электронный галоидный течеискатель ГТИ-2 еще чувствительней, обычно его настраивают на определение утечек около 0,5 г в год. Этот прибор состоит из двух частей — датчика в едином корпусе с вентилятором и телефонной мембраной и измерительного блока, соединенных между собой кабелем.

Датчик представляет собой электронную лампу с двумя концентрическими платиновыми цилиндрами. Внутренний цилиндр нагревается до 800—900°С. Между цилиндрами вентилятор просасывает воздух. Попадание частиц фреона вызывает увеличение силы тока, при этом подается звуковой сигнал, а стрелка на шкале измерительного

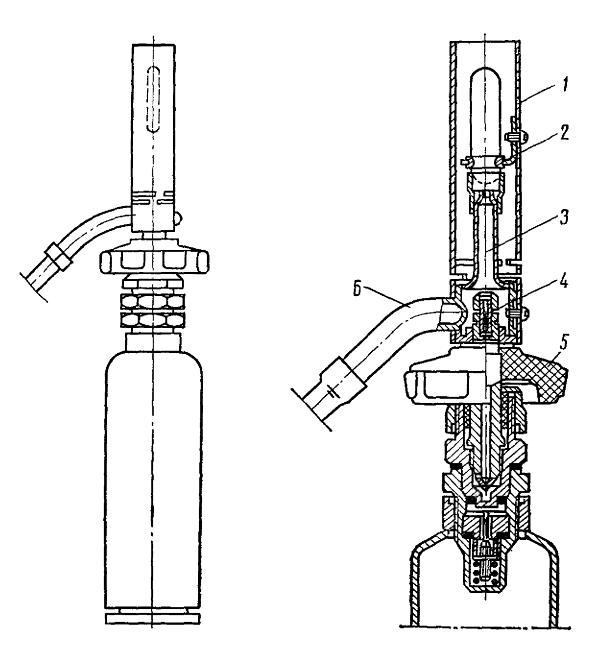


Рис. 182. Галоидная лампа.

блока галоидного течеискателя показывает величину утечки в граммах в год.

Плотность малых холодильных агрегатов в процессе изготовления проверяют в ярко освещенной ванне, заполненной теплой водой, через которую медленно проходит конвейер с агрегатами. При выходном контроле агрегат, заполненный фреоном, проверяют электронным течеискателем ГТИ. При монтаже и эксплуатации пользуются галоидной лампой ЛГ.

НАСТРОЙКА АВТОМАТИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ

Эффективность работы холодильной машины зависит от правильной установки и настройки автоматических приборов [4, 49, 121, 122, 166].

Терморегулирующие вентили (ТРВ-2М, ТРВ-4М и др.) обычно устанавливают в охлаждаемой камере у входа в испаритель и обеспечивают хороший тепловой контакт термобаллона с трубкой у выхода из аппарата. ТРВ с внешним уравниванием обычно монтируют вне камеры, термобаллон покрывают тепловой изоляцией.

ТРВ настраивают на начало открытия при перегреве 3—4°С и полное открывание при 5—7°С (в машинах с регенеративным теплообменником перегрев пара в испарителе можно уменьшить). Настройку производят с помощью дифференциального реле температуры либо по термометру за испарителем и мановакуумметру. Признаки правильной работы ТРВ: испаритель равномерно покрыт инеем, разность температур камеры и кипения соответствует заданной (рекомендуется 8—12°С); температура нагнетания нормальна (обычно 50—80°С); в среднетемпературных объектах всасывающий трубопровод обмерзает лишь у выхода из камеры, в низкотемпературных — целиком, но компрессор инеем не покрыт.

После настройки ТРВ подтягивают его сальник, проверяют на утечку, затягивают колпачковую гайку. При нормальной работе ТРВ его входной штуцер теплый, а выходной — покрыт инеем; слышен периодический шум проходящего фреона (клапан колеблется у среднего положения).

Реле температуры или давления, управляющие работой компрессора, настраивают так, чтобы обеспечить поддержание заданного температурного режима при наиболее эффективной работе машины (см. главу XI). Максимальный коэффициент рабочего времени должен быть до 0,6—0,8; число циклов в 1 ч— от 2 до 5; время стоянки не меньше 5 мин. Термобаллон реле температуры устанавливают ближе к центру камеры, дальше от дверей; в бытовых холодильниках — на боковой стенке испарителя. Настройку реле температуры и давлений производят по шкалам, а более точно — на специальных стендах.

Стенд для проверки и настройки реле температуры показан на рис. 183, *а*. Холодильный агрегат *1* поддерживает заданную температуру в термокамере *2* с вентилятором *4* и в термостате *6* с мешалкой *7*. Температура контролируется образцовыми термометрами *3*. Включение и выключение агрегата производится настраиваемым реле РТ (на схеме слева показано камерное, справа жидкостное реле РТ). Для повышения температуры в камере служит грелка *5*.

На месте монтажа для проверки реле используют более простой стенд (рис. 183, *б*). В сосуд *1* наливают рассол с более низкой температурой, чем проверяемая, а в металлический стакан *3* — с несколько более высокой. Термометр *4* крепят к термобаллону *5*, термометр *2* служит для подготовки к испытаниям. Момент замыкания и размыкания контактов реле *6* определяют с помощью сигнальной лампы *7*, включенной в сеть низкого напряжения. Рассол в стакане непрерывно помешивают. Каждую точку шкалы проверяют несколько раз.

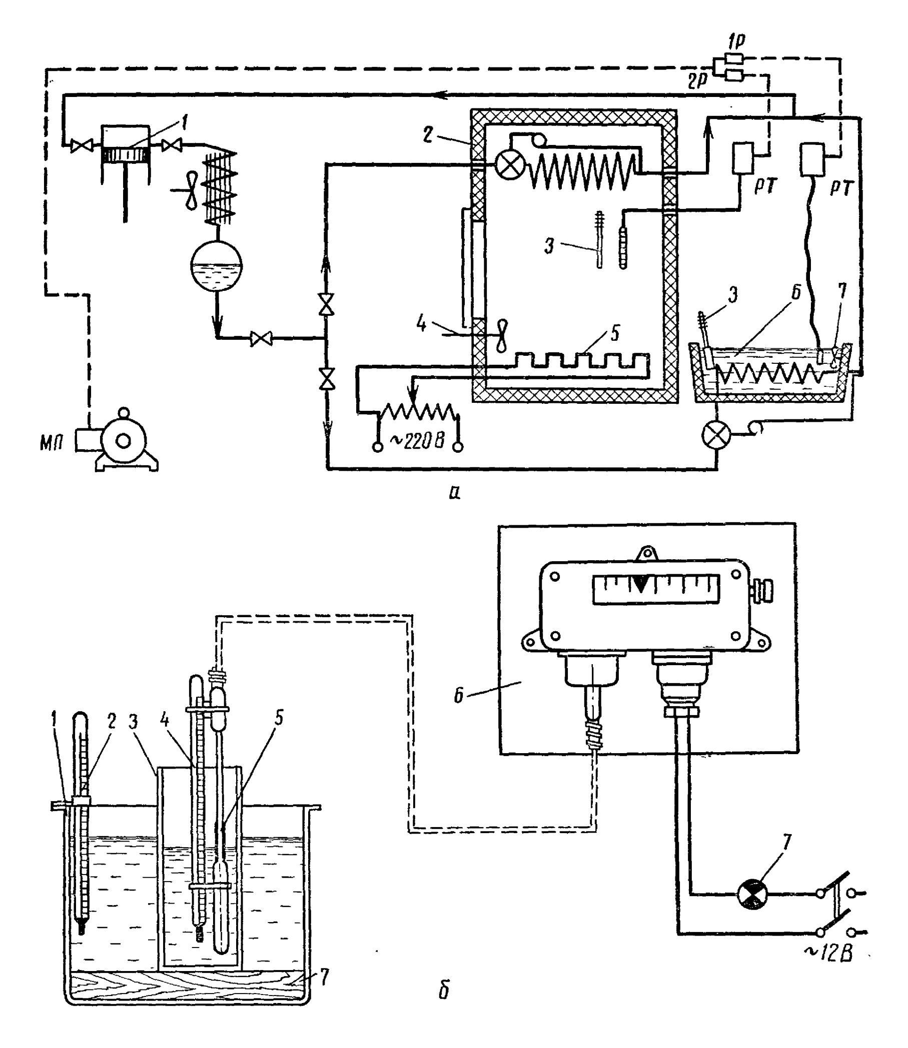


Рис. 183. Стенды для настройки реле температуры.

Стенд для настройки реле давлений показан на рис. 184. Сжатый воздух или сухой азот подают через вентили точной регулировки *7* к прибору *5* и отводят через вентили *8*. При необходимости включают вакуум-насос *1*, перед которым установлен ресивер *2*. Давление определяют по манометрам *4* и мановакуумметру *3*, срабатывание реле — по сигнальной лампе *6*.

Водорегуляторы настраивают так, чтобы обеспечить экономию воды без нежелательного повышения давления конденсации. Обычно прибор настраивают на заданный подогрев воды: летом на 7—10°С, а зимой на 20—25°С.

Для защиты малых компрессоров с трехфазными двигателями применяют токово-температурные реле либо, как это принято в агрегатах ХЗХМ, температурное реле типа РТГК на кожухе герметичного компрессора и автоматический выключатель типа АЕ (ранее АП), состоящий из теплового реле и реле максимального тока (автоматического расцепителя). Схемы их включения приводятся в справочнике [49]. Реле РТГК настраивают на заводе на размыкание при 90 ± 5°С. Контакты снова замыкаются при

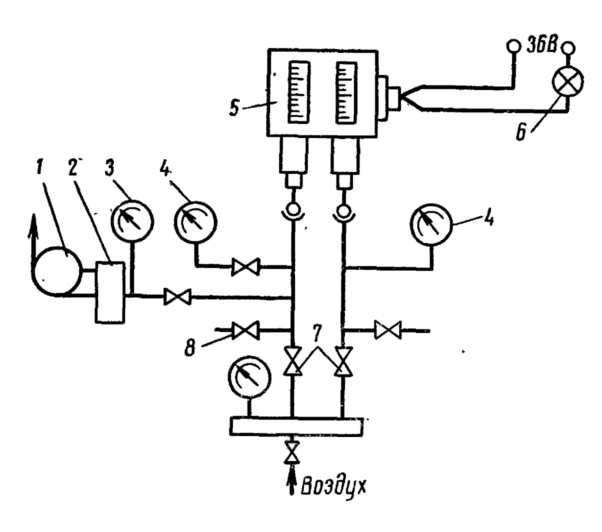


Рис. 184. Стенд для настройки реле давления.

понижении температуры реле на 45 ± 10°С.

Автоматический выключатель АЕ 2036 (ранее применялся АП50-3МТ) останавливает агрегат при повышении рабочего тока на 35% выше заданного (не более чем за 0,5 ч), а также при пуске на двух фазах (не более чем через 15—20 с).

Проверка времени срабатывания автоматического выключателя [26] производится действием тока несколько большего, чем восьмикратный ток уставки (табл. 84). Продолжительность срабатывания во всех случаях должна быть от 3 до 15 с.

Таблица 84

Модель агрегата	Напряжение, В	Модель прибора	Сила тока, А		
			пределы шкалы	номинальная	проверки
ВС 0,45~3; ВС 0,55~3; ВС 0,7~3; ВН 0,22~3; ВН 0,35~3	380	АЕ-2036-10Р 2А	1,8—2,4	1,8	15,1
	220	АЕ-2036-10Р 3,2А	2,9—3,8	2,9	24,4
ВС 1,1~3; ВН 0,55~3	380	АЕ-2036-40Р 3,2А	2,9—3,8	2,9	24,4
	220	АЕ-2036-40Р 5А	4,5—6,0	5,0	42,0

ОТТАИВАНИЕ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Для надежной и эффективной работы холодильной машины необходимо своевременно удалять иней с испарителей. Автоматизация этого процесса позволяет значительно улучшить эксплуатацию.

Во время цикла оттаивания прекращают отсасывание пара из испарителя и подводят к нему тепло. Способы удаления инея различаются в зависимости от параметров, при заданном изменении которых начинается цикл оттаивания, и от источников тепла.

Контролируемые параметры. Измерение толщины слоя инея — самый естественный, казалось бы, способ — почти не применяется, так как иней оседает неравномерно и неопределенно. В принципе оттаивание следует начинать тогда, когда производительность испарителя снизится до определенного предела, но такие датчики трудно осуществить.

Обычно оттаивание начинают через заданные интервалы времени, например, дважды в сутки, по сигналу программного реле. Преимущество этого способа — простота; недостаток — отсутствие определенной зависимости отложения инея от времени.

Для улучшения этого способа предлагалось учитывать только время работы компрессора (реле включается и выключается одновременно с компрессором), в других схемах — число циклов работы, число открываний дверей холодильного шкафа и т. д. Преимущества этих способов не очевидны, и применяются они мало.

Для оттаивания воздухоохладителей в качестве датчиков обычно применяют дифференциальные реле давлений воздуха — при росте гидравлического сопротивления аппарата дается сигнал к началу цикла оттаивания (известен вариант схемы с измерением разности температур воздуха до и после воздухоохладителя).

Окончание цикла оттаивания можно также производить по сигналу программного реле. Но при этом в большинстве случаев цикл оттаивания будет длиться больше или меньше, чем нужно. Второй случай недопустим, так как приводит к быстрому падению холодопроизводительности (быстрей, чем без оттаивания), а в первом случае расходуется лишняя энергия как на нагревание, так и на последующее охлаждение камеры и увеличиваются колебания температуры.

Поэтому значительно совершенней схемы, в которых сигнал к концу цикла оттаивания дается при повышении температуры поверхности испарителя выше точки таяния инея.

Источники тепла. Чаще всего для оттаивания используют электрические нагреватели — трубчатые (ТЭНы), ленточные и др. В объектах с температурой ниже 0°С нужно нагревать не только испаритель, но и трубы стока талой воды. Распространены схемы, в которых ТЭНы введены внутрь труб испарителя или в отверстия ребер. При этом обеспечивают тщательную герметизацию и электроизоляцию нагревательных элементов, так как попадание влаги в нагреватель выводит его из строя, а утечка тока в сыром помещении опасна для персонала. Недостаток этого способа — увеличение затраты энергии, которая расходуется не только на таяние льда, но и на последующее охлаждение камеры. Его основное преимущество — простота. Способ широко применяется в низкотемпературном торговом оборудовании и двухкамерных бытовых холодильниках.

Оттаивание горячим фреоном, нагнетаемым компрессором, более экономично, но для переключения потока фреона из конденсатора в испаритель нужно использовать соленоидные вентили и обратные клапаны либо переключатель потока. Это усложняет схему машины и снижает ее надежнссть.

В схемах, предусматривающих возврат фреона из испарителя в компрессор (во время оттаивания), необходимо подводить тепло к жидкости, чтобы избежать ее попадания в компрессор. В некоторых схемах для этого используют мощные электрические нагреватели или тепловые аккумуляторы, нагреваемые сжатым паром.

В охлаждаемых объектах с температурой выше 0°С возможно оттаивание путем подвода тепла от воздуха в камере. Наиболее просто производится оттаивание на каждом цикле работы машины. В этом случае реле низкого давления включает компрессор после того, как давление кипения повысится до уровня, при котором происходит плавление льда. Недостаток этого способа: за время стоянки часто происходит чрезмерное повышение температуры камеры.

Применяют также способ с подводом тепла от наружного воздуха. Для этого на время цикла оттаивания переключают воздушные заслонки, отделяя воздухоохладитель от охлаждаемой камеры и соединяя с наружным воздухом (вентилятор продолжает работать).

В однокамерных бытовых холодильниках оттаивание обычно производят вручную.

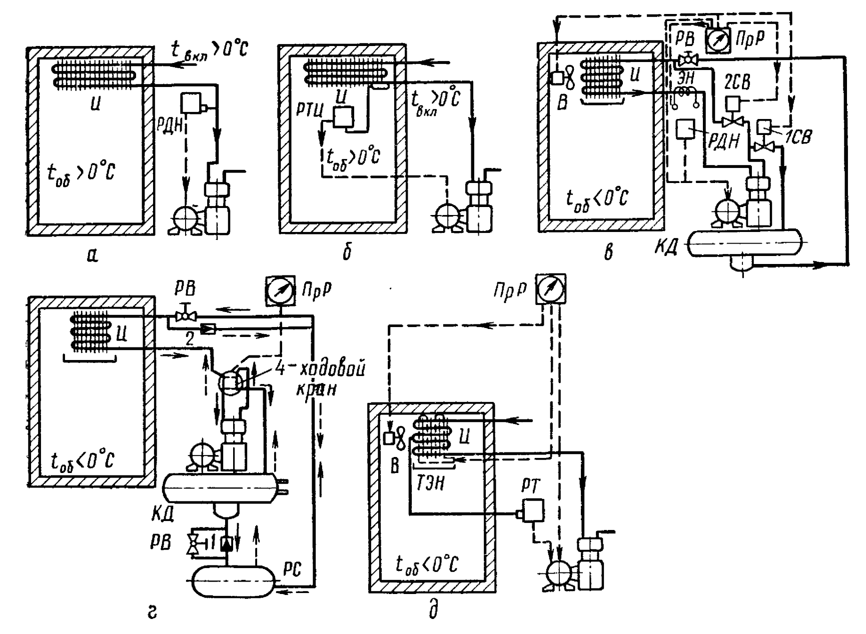


Рис. 185. Схемы автоматического оттаивания испарителей.

Схемы оттаивания. Рассмотрим принципиальные схемы, наиболее часто применяемые при оттаивании испарителей малых холодильных машин (рис. 185).

На схеме *а* показан наиболее простой и эффективный способ оттаивания с помощью реле низкого давления РДН, управляющего работой компрессора. Пуск машины происходит при избыточном давлении кипения фреона-12 около 230 кПа. Но этот способ успешно применяют лишь при условии, что температура в камере на несколько градусов выше 0°C. Вместо РДН можно использовать реле температуры испарителя РТИ (схема *б*).

В объектах с температурой ниже 0°C широко распространена схема *в* с программным реле ПрР. В заданное время программное реле останавливает вентилятор В, выключает соленоидный вентиль 1СВ, открывает соленоидный вентиль 2СВ и включает компрессор (при любом положении контактов РДН, т.е. независимо от температуры в камере). Горячий пар из компрессора, минуя конденсатор КД, поступает в испаритель И, где конденсируется, отдавая тепло тающему инею. Электрический нагреватель ЭН испаряет жидкость, не допуская ее попадания в компрессор.

В объектах с температурой выше 0°C во время оттаивания воздухоохладителей вентиляторы продолжают работать, а с температурой ниже 0°C — выключаются. В некоторых схемах вентилятор включают через некоторое время после конца цикла оттаивания, чтобы избежать уноса влаги и не отеплять продукты.

В схему *г* включены переключатель потоков фреона и программное реле ПрР. Пар из компрессора поступает в испаритель и конденсируется. Жидкость через обратный клапан *2* поступает в ресивер РС, откуда через регулирующий вентиль РВ направляется в конденсатор (обратный клапан *2* закрыт). В конденсаторе холодильный агент кипит, отводя тепло от охлаждающей воды. Направление движения холодильного агента при оттаивании испарителя показано пунктирными стрелками.

В схеме *д* для удаления инея служат электрические нагреватели. Программное реле ПрР периодически останавливает компрессор и вентилятор

и включает ТЭНы. После того как иней растает, реле температуры РТ произведет обратное переключение.

Схемы с дифференциальным реле давления воздуха рассмотрены в разделе, посвященном охлаждаемым контейнерам (см. главу XII).

НАДЕЖНОСТЬ

Надежность—это свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах. При этом должны соблюдаться заданные условия использования, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования. Надежность обусловлена (ГОСТ 13377—75) безотказностью, долговечностью, ремонтопригодностью и сохраняемостью изделия.

Отказ, или потеря работоспособности малой холодильной машины (компрессора, агрегата), происходит в случае выхода из допустимых пределов следующих параметров: холодопроизводительность; потребляемая мощность; уровень шума; уровень вибраций. Предельным является также такое состояние, при котором эксплуатация должна быть прекращена из-за неустранимого нарушения требований безопасности. В холодильных агрегатах с водяным охлаждением к отказам относится также недопустимое повышение расхода воды сверх необходимого для достижения номинальных величин холодопроизводительности и потребляемой мощности. Работоспособность малых холодильных установок общего назначения (например, домашнего холодильника или охлаждаемого прилавка) характеризуется следующими параметрами: температурой внутри камеры; коэффициентом рабочего времени; расходом электроэнергии или потребляемой мощностью; уровнем шума и вибраций; запахом в камере; расходом воды (при водяном охлаждении конденсатора). Выход за допустимые пределы любого из этих параметров является отказом установки. Следует различать отказы от неисправностей, к которым относятся и повреждения изделия, не нарушающие его работоспособности, например повреждение окраски агрегата.

Долговечность определяется ресурсом или сроком службы объекта при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

Ремонтопригодность изделия характеризует удобство предупреждения и обнаружения причин возникновения отказов и устранения их.

Сохраняемость — свойство изделия непрерывно сохранять исправное, работоспособное состояние в течение и после хранения и (или) транспортирования.

ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Показатели безотказности и долговечности. Некоторая часть агрегатов выходит из строя задолго до конца установленного срока эксплуатации. Причины их отказов заранее неизвестны и носят случайный характер.

Нельзя узнать заранее время выхода из строя данной машины — можно лишь определить вероятность ее безотказной работы.

Математической основой теории надежности являются теория вероятностей и математическая статистика — разделы математики, изучающие вероятность появления случайных величин и методы обработки опытных данных, относящихся к этим величинам [147].

Вероятность того, что случайная величина X имеет значения меньше заданного x, характеризуется интегральной функцией распределения

$$F(x) = P(X < x). \qquad \text{(XIV—1)}$$

Производная этой функции называется плотностью или законом распределения непрерывной случайной величины X.

К наиболее важным законам распределения непрерывных величин относятся экспоненциальный и закон Гаусса (нормальное распределение).

Зная закон распределения и его основные параметры, можно определить вероятность появления интересующих нас случайных величин, в частности количества отказов машин, находящихся в эксплуатации. Но законы распределения заранее неизвестны, и для их определения нужно производить специальные опыты, наблюдая за эксплуатацией машин.

Обычно находят так называемые доверительные границы, в которых с достаточной (так называемой доверительной) вероятностью находятся случайные величины. Чем больше размер выборки, т. е. количество наблюдаемых изделий, тем больше сближаются доверительные границы и точнее полученные результаты.

К основным показателям безотказности *неремонтируемых* изделий относятся вероятность безотказной работы и интенсивность отказов. Вероятность безотказной работы — это вероятность того, что в заданном интервале времени или в пределах заданной наработки не возникнет отказ изделия.

Вероятность безотказной работы в течение времени t (т. е. вероятность отказа после момента t)

$$P(t) = \int_t^\infty f(t)\,dt. \qquad \text{(XIV—2)}$$

Практически эту величину определяют по приближенной формуле

$$P(t_i) = \frac{n-m}{n}. \qquad \text{(XIV—3)}$$

В нашем случае n — общее число компрессоров; m — число компрессоров, отказавших за время t_i.

Интенсивность отказов — это вероятность отказа неремонтируемого изделия в единицу времени после данного момента (при условии, что ранее отказа не было). Эту величину находят по опытным данным:

$$\lambda(t) \approx \frac{m}{\Delta t\,(n-m)}. \qquad \text{(XIV—4)}$$

Обычно кривая интенсивности отказов состоит из трех участков. Во время приработки число отказов уменьшается от повышенного до нормального (период обнаружения скрытых дефектов). На втором, основном, участке интенсивность отказов почти постоянна, на третьем она снова возрастает — число отказов увеличивается в связи с износом деталей. Основной участок характеризуется условием

$$\lambda(t) = \lambda = \text{const}. \qquad \text{(XIV—5)}$$

При этом вероятность безотказной работы

$$P(t) = \exp[-\lambda t] \qquad \text{(XIV—6)}$$

не зависит от времени предшествующей работы (экспоненциальный закон надежности).

Если интересующее нас время t значительно меньше среднего срока службы $t_{ср}$, то

$$P(t) \approx 1 - \frac{t}{t_{ср}}. \qquad \text{(XIV—7)}$$

Отказы, связанные с износом, описываются другими законами. Но малые холодильные агрегаты, конструкция которых отвечает всем техническим требованиям, в течение расчетного срока службы не выходят за пределы участка с экспоненциальным законом надежности.

Основными показателями безотказности *ремонтируемых* изделий являются параметр потока отказов, наработка на отказ, вероятность безотказной работы. После отказа ремонтируемого изделия его восстанавливают, вновь включают в работу, затем происходят следующий отказ, новый ремонт и т. д.

Для опытного определения показателей надежности ремонтируемых изделий определяют число $m_i(t)$ отказов каждого из N изделий до наработки t_i.

Параметр потока отказов, определенный опытным путем,

$$\omega(t) = \frac{\sum_{i=1}^{N} m_i(t + \Delta t) - \sum_{i=1}^{N} m_i(t)}{N \Delta t}, \qquad (XIV-8)$$

где Δt — достаточно малый промежуток времени.

Кривая параметра потока отказов малых холодильных машин обычно выглядит так же, как и кривая интенсивности отказов. После приработки здесь наблюдается простейший поток отказов, в котором в каждый момент времени возможно появление не более одного отказа, причем появление отказа не зависит от времени предшествующего отказа.

В этом случае

$$\omega(t) = \omega = \text{const}. \qquad (XIV-9)$$

Отказы системы слагаются из отказов ее элементов, поэтому после периода приработки

$$\omega = \sum_{i=1}^{k} \lambda_i. \qquad (XIV-10)$$

Зная интенсивность отказов отдельных элементов, легко рассчитать надежность системы в целом.

Наработка на отказ, т. е. среднее значение наработки ремонтируемого изделия между отказами после периода приработки

$$T = \frac{1}{\omega} = \text{const}. \qquad (XIV-11)$$

Вероятность безотказной работы после периода приработки

$$P(\tau) = \exp(-\omega\tau). \qquad (XIV-12)$$

Долговечность холодильных компрессоров обычно характеризуется ресурсом, т. е. наработкой до предельного состояния. Долговечность герметичных агрегатов характеризуется сроком службы, т. е. календарной продолжительностью эксплуатации до момента возникновения предельного состояния. Срок службы агрегатов указывают в годах или месяцах.

Средний срок службы $t_{ср}$ неремонтируемых изделий, у которых интенсивность отказов постоянна,

$$t_{ср} = \frac{1}{\lambda}. \qquad (XIV-13)$$

Определив опытным путем интенсивность отказов, с помощью простых уравнений (XIV—6 и XIV—13) легко найти вероятность безотказной работы и средний срок службы герметичных компрессоров.

Зная интенсивность отказов герметичных компрессоров, можно определить также ресурс, который имеет и превышает в среднем обусловленное число γ процентов изделий данного типа, так называемый «гамма-процентный ресурс» t_γ .

В случае экспоненциального распределения

$$t_\gamma = t_{cp}\left(-\ln\frac{\gamma}{100}\right). \qquad (XIV—14)$$

Рассмотрим пример. Интенсивность отказов (в год) герметичных компрессоров номинальной холодопроизводительностью 3000 Вт равна 0,06. В этом случае средний срок службы

$$t_{cp} = \frac{1}{0{,}06} = 16{,}7 \text{ лет.}$$

Ресурс, который имеют 75% агрегатов,

$$t_{75} = 16{,}7\,(-2{,}3\lg 0{,}75) = 4{,}7 \text{ года.}$$

Показатели ремонтопригодности. Основным показателем ремонтопригодности является средняя стоимость восстановления. Учитываются также трудоемкость или среднее время обслуживания, дефектации и ремонта.

Ремонтопригодность малых холодильных компрессоров в первую очередь обусловлена типом компрессора. Устранить дефекты клапанов, прокладок и других деталей в бессальниковом компрессоре гораздо проще, чем в герметичном. Экранированные компрессоры более ремонтопригодны, чем герметичные, открытые — еще лучше в этом отношении. Но у них хуже другие показатели качества.

Ремонтопригодность поршневых машин выше, чем ротационных; унифицированных — выше, чем у машин с разнотипными деталями.

БЕЗОТКАЗНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ КОМПРЕССОРОВ И АГРЕГАТОВ

В отечественной и иностранной технической литературе опубликованы результаты наблюдений за сотнями тысяч агрегатов торгового оборудования и кондиционеров и миллионами компрессоров бытовых холодильников [2, 60, 175, 177, 183].

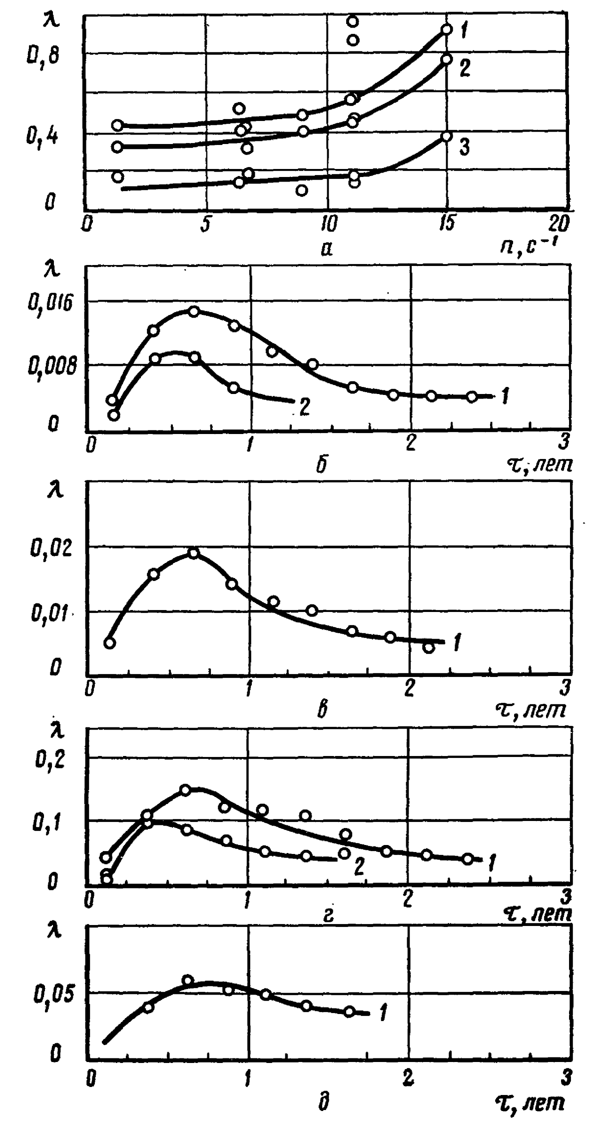
Безотказность малых холодильных машин зависит от конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов.

Таблица 85

Узлы машины	Поток отказов герметичных и открытых агрегатов	
	ФГК	ФАК
Компрессор }	0,16	0,34
Электродвигатель }		0,11
Конденсатор	0,03	0,04
Испаритель	0,01	0,01
Автоматические приборы	0,32	0,49
Остальные узлы и детали	0,20	0,31
Всего	0,72	1,30

Рис. 186. Отказы малых холодильных машин:

а — открытых компрессоров (*1* — компрессоров и двигателей; *2* — компрессоров; *3* — ремней и сальников); *б—д* — машин бытовых холодильников (*1* — «Бирюса», *2* — ЗИЛ): встроенных электродвигателей (*б*) и пар трения (*в*) компрессоров; реле температуры (*г*) и пусковых реле (*д*).



Переход от открытых компрессоров к герметичным резко сократил поток отказов. В табл. 85 приведены, по данным МСКХО, цифры, относящиеся к первым герметичным агрегатам (ФГК) и открытым (ФАК), одновременно изготовлявшимся ХЗХМ.

Поток отказов снизился почти вдвое. У открытых компрессоров других типов параметр потока отказов был еще выше. Одних лишь отказов сальников и ремней происходило в 2—6 раз больше, чем всех отказов герметичных компрессоров (рис. 186, *а*). Но устранение отказов, связанных с вскрытием кожуха герметичных компрессоров, вызывает большие трудности, а интенсивность их отказов была велика.

Конструкция агрегатов ХЗХМ в 1965—1966 гг. была изменена, агрегаты типа ФГК были заменены агрегатами типа ВС, имеющими ряд конструктивных преимуществ, в частности более интенсивное охлаждение компрессора (воздухом, идущим от конденсатора по удлиненному диффузору). Технология изготовления также была усовершенствована и число отказов значительно снизилось. Усредненные данные МСКХО по основным моделям герметичных машин приведены в табл. 86 (без отказов, устраненных при монтаже).

Кроме того, в отдельные годы до 1% агрегатов выходило из строя в связи с утечкой фреона.

Поток отказов, не требующих вскрытия компрессора (в основном отказы вентилятора), в последние годы составлял от 0,02 до 0,05, не считая отказов автоматических приборов.

Как видно из табл. 86, основные отказы герметичных компрессоров связаны с встроенным двигателем. В иностранных машинах также примерно половину составляют отказы этой группы. Отсутствие холодопроизводительности может быть вызвано несколькими причинами, в основном повреждени-

Таблица 86

Отказы	Интенсивность отказов			
	1962 г	1967 г.	1973 г.	1974 г.
Электродвигатель и проходные контакты	0,09	0,06	0,04	0,02
Отсутствие холодопроизводительности	0,04	0,02	0,02	0,01
Заклинивание	0,01	0,01		
Шум и прочие	—	0,01	0,01	0,01
Всего	0,14	0,10	0,07	0,04

ем всасывающего или нагнетательного клапанов и негерметичностью нагнетательного канала (в частности, повреждением уплотнений крышки цилиндра и нагнетательного глушителя). Наиболее распространены дефекты автоматических приборов, но их сравнительно легко устранить (если они не приводят к отказу компрессора).

К эксплуатационным факторам, определяющим безотказность малых холодильных машин, в первую очередь относится поддержание правильного режима работы. Повышение давления конденсации вследствие загрязнения конденсатора или отсутствия должного притока охлаждающего воздуха, понижение давления кипения в результате покрытия испарителя толстым слоем инея или неправильной настройки ТРВ, попадание жидкости в компрессор и унос масла при пуске — все это приводит к отказам компрессоров. Поэтому применение более совершенных форм эксплуатации малых холодильных машин значительно повышает их надежность и долговечность.

Отметим, что система профилактической замены изнашивающихся деталей компрессоров, успешно применяющаяся в машинах большой холодопроизводительности, не оправдывает себя при эксплуатации малых холодильных машин. Здесь более целесообразна четкая система замены поврежденных деталей, компрессоров и агрегатов после отказа.

Безотказность герметичных машин бытовых холодильников, по данным Научно-исследовательского технологического института бытового обслуживания, снижается в период приработки от 1 до 2 лет (рис. 186, *б* — *д*). После этого интенсивность отказов становится стабильной, т. е. наблюдается экспоненциальный закон распределения. Отказы одинаковых компрессоров, изготовляемых разными заводами, существенно различны: в холодильниках ЗИЛ менее 0,3% в год, «Смоленск» — 1,8% (табл. 87, данные 1966—1968 гг). Преобладают отказы приборов автоматики.

Рассмотрим данные о надежности герметичных машин, приведенные в иностранной литературе.

Число отказов (в среднем на один агрегат в год) в зависимости от мощности двигателя приведено ниже.

Мощность двигателя, *л. с.*	$^1/_3$	$^1/_2$—1	1,5—2	3	5
Отказы, %	0,56	0,80	0,86	1,06	1,29

Отказы герметичных компрессоров кондиционеров с двигателями мощностью от 1,75 до 5 л. с. (% в год) зависят от места монтажа: отказы компрессоров, смонтированных на заводе,— 4,4%; на месте эксплуатации — 6,6%. Число отказов герметичных компрессоров больших размеров у ряда

Таблица 87

Отказы	Интенсивность отказов, % в год				
	«Саратов»	«ЗИЛ—Москва»	«Бирюса»	«Минск»	«Смоленск»
Компрессора					
нет холодопроизводительности	0,05	0,04	0,04	0,041	1,17 (нет холодопроизводительности и заклинивание)
заклинивание	0,07	0,06	0,12	0,41	
стук, шум	0,05	0,11	0,13	0,23	0,15
Электродвигателя	0,15	0,06	0,10	0,30	0,50
Итого	0,32	0,27	0,39	0,98	1,82
Аппаратов и трубопроводов					
негерметичность					
испарителя	0,25 (испарителя, конденсатора, трубопроводов)	0,12	1,05	0,46	2,50
конденсатора		0,08			
трубопроводов		0,14			
Засорение	0,02	0,01	0,12	0,70	0,08
Замерзание	0,01	0,01	0,11	0,03	1,66
Прочие	—	0,03	—	—	0,33
Итого	0,28	0,39	1,28	1,19	4,57
Приборов					
реле температуры	0,59	0,72	1,07	1,50	2,06
пускового реле	0,31	0,4	0,64	1,38	0,70
Шкафа	0,31	0,52	0,14	1,20	1,44
Всего	1,81	2,30	3,51	6,25	10,59

фирм снизилось с 9—15 до 6—8% в год благодаря улучшению качества изготовления и монтажа и введению встроенной защиты. Минимальная интенсивность таких отказов равна 2%.

По сообщениям фирм «Стерн» (Англия), «Данфосс» (Дания), «Аспера Фриго» (Италия), «Хитачи» (Япония), отказы герметичных компрессоров для домашних холодильников у этих фирм в пределах гарантийного срока составляет несколько десятых долей процента в год, а отказы всех компрессоров 1—1,5%.

Имеющиеся данные позволяют установить закономерности, относящиеся к безотказности малых холодильных машин:

1. Безотказность малых холодильных компрессоров и агрегатов зависит от их номинальной холодопроизводительности

$$\lambda = f(Q_{0\,ном}), \qquad (XIV—15)$$

где λ — интенсивность отказов;

$Q_{0\,ном}$ — номинальная холодопроизводительность.

С увеличением размеров машин безотказность их уменьшается. Так, интенсивность отказов компрессоров домашних холодильников находится в пределах 0,003—0,005 в год (т. е. за год выходит из строя 0,3—0,5% компрессоров), тогда как для кондиционеров интенсивность отказов на порядок выше. Это вызвано тем, что с увеличением размеров возрастают напряжения в деталях компрессоров и их температурный уровень. Кроме того, с

увеличением количества фреона более интенсивно протекают химические процессы в системе.

2. Безотказность герметичных компрессоров выше, чем открытых. Одних лишь отказов сальников и ремней открытых компрессоров происходит в 2—6 раз больше, чем всех отказов герметичных компрессоров.

3. Безотказность герметичных компрессоров с синхронной частотой вращения 25 и 50 $с^{-1}$ (30 и 60 $с^{-1}$ при частоте тока 60 Гц) одинакова.

Обычно это достигается в результате изменения технологии изготовления компрессоров. Так, по сообщению представителей фирмы «Текумсе» (США) [200], при переходе от частоты вращения 30 $с^{-1}$ к 60 $с^{-1}$ допускаемые величины перекосов и неперпендикулярности осей уменьшены на 25—35%, сокращены зазоры (например, между поршнем и цилиндром от 0,013—0,015 до 0,010—0,013 мм), класс чистоты обработки поверхностей трения повышен от 9—10 до 11—12.

4. Безотказность герметичных машин, монтируемых на заводе, выше безотказности машин, заполняемых фреоном на месте эксплуатации. Так, число отказов зарубежных компрессоров кондиционеров и тепловых насосов при монтаже на месте возрастает в 1,5—2 раза.

5. Интенсивность отказов малых холодильных компрессоров и агрегатов в первый период их работы (период обнаружения скрытых дефектов) уменьшается, а в пределах нормального срока службы остается постоянной λ = const.

НОРМАТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ БЕЗОТКАЗНОСТИ

При установлении нормативных показателей безотказности герметичных компрессоров и агрегатов в первую очередь следовало определить структуру нормируемых отказов. К отказам, например, относятся как сгорание плавкого предохранителя, так и встроенного электродвигателя. Попытка регистрировать все отказы сотен тысяч машин, безусловно, обречена на неудачу. Поэтому нормированы основные отказы, требующие вскрытия кожуха компрессора, достаточно полно характеризующие надежность холодильных компрессоров и агрегатов [177]. Для устранения их требуется ремонт в специальных мастерских (на ремонтно-монтажных комбинатах). Такой ремонт связан с демонтажом, транспортированием, большими затратами на восстановление компрессора. Остальные отказы учитываются косвенным путем, по затратам на обслуживание (профилактический и мелкий ремонт).

К основным показателям безотказности герметичных холодильных компрессоров и агрегатов, как отмечалось выше, наряду с интенсивностью отказов λ относятся также вероятность безотказной работы $P(t)$ за время t (например, за год, за гарантийный срок, за срок службы) и средний срок службы $t_{ср}$. Эти показатели связаны между собой простыми уравнениями, поэтому в качестве нормативного показателя достаточно принять один из них. В действующих государственных стандартах принят показатель, который основан на непосредственных наблюдениях, а именно — интенсивность отказов.

Для малых машин характерна неравномерность распределения отказов по сезонам, больше всего их в летние месяцы, при повышенных нагрузках. Но и в этот период существует неравномерность распределения отказов [60]. Поэтому данные за отдельные месяцы оказываются неполными.

В ГОСТ 13369—67 на технические требования к герметичным агрегатам указано, что интенсивность отказов агрегатов, для устранения которых требуется вскрытие кожуха компрессоров, должна быть для среднетемпературных агрегатов номинальной холодопроизводительностью до 1280 Вт (1100 ккал/ч) и низкотемпературных холодопроизводительностью до 640 Вт

(550 ккал/ч) — не более 4% в 1 год, для агрегатов большей холодопроизводительности — до 6% в 1 год.

Срок службы агрегатов должен составлять не менее 10 лет. При этом вероятность безотказной работы агрегатов холодопроизводительностью до 1280 Вт (1100 ккал/ч) за 10 лет равна 0,67, иными словами, при нормальном изготовлении и эксплуатации две трети агрегатов должны проработать 10 лет без ремонта компрессоров.

Интенсивность отказов определяется по данным об агрегатах первой партии серийного выпуска. Величина партии компрессоров, для которых принято допустимое число отказов до 4% в год, составляет 1500 шт. Число отказов за 2,5 года должно быть не более 150 шт. При этом доверительная вероятность отказов будет близка к 0,90.

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ПРОВЕРКА НА БЕЗОТКАЗНОСТЬ

До начала серийного производства герметичных компрессоров и агрегатов по действующим стандартам проверяют не менее 25 образцов из опытно-промышленной партии при работе с нормальной или повышенной тепловой нагрузкой. В течение двух месяцев не должно быть более одного отказа агрегата (повреждения компрессора, вентилятора, пускозащитной аппаратуры, поставляемой комплектно с агрегатом, утечки фреона). В случае большего числа отказов испытания продлевают до выполнения указанного требования. В проверке на безотказность должны принимать участие представители организации, эксплуатирующей холодильные машины.

Во время предварительной проверки на безотказность за каждым агрегатом должно проводиться наблюдение в первые три дня после пуска и далее не менее одного раза в неделю. При этом записывают температуру окружающей среды, температуру в охлаждаемом объекте, время пусков и остановок (не менее трех полных циклов), давления в момент пусков и остановок (на объектах, где могут быть установлены манометры). Регистрируют все неполадки в работе и меры, принятые по их устранению.

РЕСУРСНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Сложность испытаний на износ герметичных компрессоров состоит в том, что их ресурс составляет не менее 50 тыс. ч, тогда как вопрос о соответствии компрессора техническим требованиям должен быть решен при разработке опытных моделей в короткий период времени. Существенной особенностью эксплуатации малых холодильных компрессоров является цикличный характер их работы. Условия смазки трущихся деталей при пуске зачастую хуже, чем при непрерывной работе: возможно полусухое трение. В связи с изложенным предусматривается испытание герметичных компрессоров на износ при самых напряженных условиях работы.

Испытания компрессоров каждого исполнения производятся при максимальных расчетных избыточных давлениях всасывания $p_{\text{км}1}$ и нагнетания $p_{\text{км}2}$ (табл. 88).

Таблица 88

Исполнение компрессора	$p_{\text{км}1}$		$p_{\text{км}2}$	
	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²
С	0,3	3	1,3	13
Н	0,1	1	2,1	21
В	0,5	5	2,1	21

В процессе ресурсных испытаний температурный уровень компрессора должен быть не выше, чем при работе в агрегате. Для этого от компрессора следует отводить избыточное тепло [38, 72]. Испытания проводятся при цикличной работе: 8 мин работы и 2 мин перерыва. Суммарная продолжительность времени работы должна быть не менее 2000 ч, количество циклов — не менее 15 000.

Результаты ресурсных испытаний герметичных компрессоров приведены в работах [87—89, 109, 125]. Компрессоры К-928 были испытаны на фреоне-22 в течение 10 000 ч, из них половину времени поддерживали давление нагнетания 2,5 МПа и всасывания 1 МПа и половину — 1,6 и 0,6 МПа. Компрессор — двухцилиндровый, диаметр цилиндра 50 мм, ход поршня 24 мм, частота вращения 25 $с^{-1}$, холодопроизводительность 6400 Вт при t_0 = 5°С, $t_к$ = 40°С. Номинальная мощность электродвигателя 1,8 кВт. Вал — эксцентриковый на шариковых опорах. Материалы и твердость трущихся пар приведены в табл. 89.

Таблица 89

Детали	Материал	Твердость
Цилиндр	Чугун СЧ21-40	HB=180÷220
Поршень	Сталь А12	HB=120÷145
Поршневой палец	Сталь 45	HRC=45÷55
Шатун	Бронза ОЦС-6-6-3	—
Эксцентриковый вал	Сталь 18Х2Н4ВА	HRC=50÷55

Четыре образца компрессоров испытывались в составе механических осушителей воздуха. После приработки износы были прямо пропорциональны времени работы. За 10 000 ч размеры цилиндров и поршней изменились не более чем на 4 мкм, эксцентрика и нижних головок шатунов — по 5—8 мкм, верхних головок шатунов (где удельные давления были почти в 4 раза выше, чем в нижних) 40—45 мкм, но в плоскости меньших нагрузок — почти вдвое меньше. Чистота трущихся поверхностей повысилась на 1—2 класса, а твердость снизилась. Основной вид износов — стадия схватывания. Наблюдалось также омеднение поверхности поршней, эксцентриков и особенно поршневых пальцев (слой до 50 мкм). В целом испытания показали достаточную износоустойчивость компрессора: холодопроизводительность всех образцов снизилась не более чем на 4%, холодильный коэффициент — в среднем на 1%.

Износ деталей герметичных компрессоров меньших размеров, работающих на фреоне-12, под действием значительно меньших усилий заведомо не выходит из указанных пределов.

Обширное исследование износоустойчивости подшипников ряда герметичных и открытых малых холодильных компрессоров на фреонах-12 и -22 было выполнено С. Н. Блиндером [109]. Среднее давление в подшипниках находилось в пределах от 0,85 до 4,5 МПа, скорости скольжения шатунов от 1,8 до 6 м/с. Период приработки составлял, как правило, от 500 до 1000 ч.

Было найдено, что у шатунных подшипников отношение общего износа y к износу за время приработки y_0 является функцией отношения времени работы τ к времени приработки τ_0:

$$\frac{y}{y_0} = \left(\frac{\tau}{\tau_0}\right)^{0,5}. \qquad (XIV—16)$$

Опыты проведены при $0,35 < \frac{y}{y_0} < 2.$

Износы пары поршень — цилиндр в большинстве моделий были в 2—3 раза меньше, чем подшипников, но в одной модели — несколько больше.

В герметичных ротационных компрессорах РЗХМ износ большинства деталей, так же как и в поршневых компрессорах, за период в несколько тысяч часов практически не сказывался на тепловых и энергетических характеристиках. При переходе к модели с частотой вращения 50 $с^{-1}$ износ лопасти (из закаленной стали 9ХС), трущейся о ротор (чугун АВЧ-1) за 2000 ч цикличной работы составил до 12 мкм вместо 1—2 мкм в модели с частотой вращения 25 $с^{-1}$. Оказалось, что в этом случае гораздо сильней влияние абразивных частиц, остающихся на поверхности роторов после притирки алмазной пастой. Изменение пасты позволило снизить величину износов лопасти до 1 мкм за 2000 ч [72].

Испытание на износ открытых компрессоров 2ФВ-4/4,5 агрегатов ФАК в течение 10 тыс. ч показало их высокую долговечность [152]. Износ цилиндров составил от 10 до 40 мкм, шеек коленчатого вала от 5 до 25 мкм. Холодопроизводительность компрессоров практически не изменилась.

Ресурсные испытания бессальниковых (2ФУБС12М и ФУУБС25) и открытых (ФВ6) фреоновых компрессоров Мелитопольского завода холодильных машин проводились ВНИИхолодмашем в течение от 7000 до 18 500 ч [8]. Диаметр цилиндра всех компрессоров 67,5 мм, ход поршня 50 мм, частота вращения 25 $с^{-1}$. Холодильный агент — фреон-12, масло ХФ-12-18. Режим испытаний — номинальный среднетемпературный (компрессор ФВ6) и высокотемпературный (бессальниковые компрессоры).

Длительность приработки, во время которой наблюдались повышенные износы, составила 200—500 ч, после чего износы увеличивались почти линейно. Износ цилиндров в машинах с поршневыми кольцами оказался на порядок выше, чем в герметичных компрессорах без поршневых колец. За 10 000 ч износ цилиндровых втулок составил около 30 мкм, верхней головки шатунов и поршневых пальцев по 10—20 мкм, нижних головок шатунов от 20 до 60 мкм, шейки коленчатых валов от 10 до 50 мкм. Износ в плоскости больших нагрузок был в 1,5—2 раза больше, чем в перпендикулярном направлении.

Средний ресурс сопряжений цилиндр — поршень и бобышки поршня — палец оказался близким к 60 тыс. ч, пары шатун — палец — 17 тыс. ч. Наименьший средний ресурс около 8 тыс. ч был у пластины нагнетательных клапанов. Ресурс, который будут иметь не менее 90% изнашивающихся деталей, в 1,4—2,5 раза меньше среднего. Холодопроизводительность компрессоров 2ФУБС12М через 10 тыс. ч снизилась примерно на 5%.

В целом результаты ресурсных испытаний малых холодильных компрессоров общего назначения показывают, что при условии правильного конструирования и изготовления их ресурс соответствует общему сроку службы 10—15 лет.

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

Опасности для здоровья человека, возникающие при неправильном изготовлении, монтаже и эксплуатации фреоновых холодильных установок, можно разделить на две группы [176].

К первой группе относятся опасности, связанные с вредным действием фреонов. Хотя фреоны-12, -22 и -502 принадлежат к наименее вредным агентам, но при вдыхании воздуха с большим содержанием этих газов появляются признаки отравления, а в случае вытеснения ими воздуха человек погибает от удушья. Жидкие фреоны-12, -22 и -502, действуя на кожу, могут вызывать обморожение, а попадая в глаза — повредить их. При нагревании фреоны могут разлагаться с образованием ядовитых веществ. Все эти опасности возрастают с увеличением количества холодильного агента в системе.

К второй группе относятся опасности, связанные с неправильным изготовлением, монтажом и обслуживанием любого механического оборудования, работающего под давлением, в частности компрессорных и насосных установок. Эти опасности тем сильнее, чем больше размеры компрессоров.

В правилах техники безопасности все фреоновые холодильные установки разделены в зависимости от размеров компрессора на две группы: группу А — с компрессорами, имеющими часовой объем, описанный поршнями, более 60 м^3, и группу Б — с компрессорами меньших размеров. Малые холодильные машины принадлежат к группе Б. Требования техники безопасности различают также в зависимости от отношения количества фреона в системе к объему помещения, в котором машина установлена. Если это отношение меньше опасного предела — 0,5 кг фреона-12 или 0,35 кг фреона-22 на 1 м^3 помещения, то для малых холодильных установок не требуется специального машинного отделения.

Холодильные машины и аппараты группы Б после монтажа испытываются на герметичность давлением фреона, имеющегося в системе с помощью определителя утечек (галоидной лампы или течеискателя).

Исправность предохранительных клапанов следует проверять продувкой не реже одного раза в год. Все установки, имеющие часовой объем, описанный поршнями компрессора, более 10 м^3, а также установки с водяным конденсатором должны снабжаться реле высокого давления с настройкой в следующих пределах: для фреона-12 от 0,7 до 1,6 МПа (от 7 до 16 кгс/см^2), для фреона-22 от 1,2 до 2 МПа (от 12 до 20 кгс/см^2).

Заполнение баллонов и ресиверов жидким фреоном-12 должно быть не более 1,1 кг/дм^3, а фреонами-22 и -502 — не более 1,0 кг/дм^3, чтобы устранить опасность взрыва сосуда при повышении температуры жидкости. Если между конденсатором и ресивером нет запорного вентиля, то в расчет принимается их суммарный объем. Требования к проектам малых холодильных установок относительно несложны [99].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Андрачников Е. И., Каплан Л. Г.* Испытание системы централизованного охлаждения прилавков типа «Таир» — «Холодильная техника», 1974, № 7, с. 15—20.

2. *Андрачников Е. И., Каплан Л. Г.* Качество малых герметичных холодильных агрегатов.— «Холодильная техника», 1975, № 7, с. 27—28.

3. *Аршанский Я. Н.* Централизованные холодильные установки для торгового оборудования.— «Холодильная техника», 1975, № 3, с. 7—13.

4. *Аршанский Я. Н., Яновский С. И.* Монтаж и эксплуатация приборов автоматики холодильных установок. Изд. 2-е. М., «Пищевая промышленность», 1972. 168 с.

5. *Асланов Г. В., Фомин А. Н.* Холодильные машины малой мощности завода «Котлоаппарат».— «Холодильное дело», 1930, № 11—12, с. 18—22.

6. *Бадылькес И. С.* Рабочие вещества и процессы холодильных машин. М., Госторгиздат, 1962. 280 с.

7. *Барулин Н. Я.* Электрические коэффициенты преобразования в автономных теплонасосных кондиционерах.— «Холодильная техника», 1970, № 9, с. 12—17.

8. *Бежанишвили Э. М., Смыслов В. И., Кашкин М. П.* Результаты ресурсных испытаний фреоновых холодильных компрессоров.— «Холодильная техника», 1973, № 6, с. 7—11.

9. *Берошвили А. И., Хидашели А. Н., Георгадзе А. О.* Миниатюрная фреоновая холодильная машина.— «Холодильная техника», 1972, № 5, с. 26—28.

10. *Богданов О. И., Пясик Л. М., Гиндин Л. М.* Измерение частоты вращения встроенных электродвигателей герметичных компрессоров. — «Холодильная техника», 1973, № 4, с. 52—53.

11. *Быков А. В., Сапронов В. И.* Исследование характеристик бессальникового компрессора при работе на фреоне-12В1.— «Холодильная техника», 1974, № 9, с. 15—17.

12. *Вайн Л. Н.* Бытовые холодильники с принудительной циркуляцией воздуха.— «Холодильная техника», 1974, № 7, с. 56—59.

13. *Вейнберг Б. С.* Теория цикличной работы автоматизированных холодильных машин. Сборник МВТУ № 2. М., 1949, с. 43—70.

14. *Вейнберг Б. С.* Влияние перегрева всасываемого пара на производительность фреонового компрессора.— «Холодильная техника», 1951, № 4, с. 55—59.

15. *Вейнберг Б. С.* Поршневые компрессоры холодильных машин. Изд. 2-е. М. «Машиностроение», 1965. 355 с.

16. *Вейнберг Б. С., Вайн Л. Н.* Бытовые компрессионные холодильники. М. «Пищевая промышленность», 1974. 272 с.

17. *Виденов И. И., Якобсон В. Б.* Влияние коэффициента полезного действия встроенного электродвигателя на характеристики герметичного компрессора.— «Холодильная техника», 1973, № 1, с. 25—30.

18. *Выбор* оптимальных размеров кожухотрубных конденсаторов для малых холодильных машин с помощью электронной вычислительной машины.— «Холодильная техника», 1964, № 5, с. 35—41. Авт. Л. Г. Мельниченко, Е. Д. Крицкий, Д. А. Кузнецов, Р. А. Васильев.

19. *Высокооборотные* герметичные ротационные компрессоры.— «Холодильная техника», 1971, № 4, с. 4—8. Авт.: П. Г. Ланграт, В. С. Крылов, Э. В. Ядин, Э. Я. Аусвальд, Ю. П. Ильин, А. Б. Пивоваров.

20. *Гачилов Т. С.* Наружный теплообмен в малых испарителях с естественной конвекцией воздуха.— «Холодильная техника», 1970, № 10, с. 37—43.

21. *Гачилов Т. С.* Исследование влияния инея на теплопередачу в оребренных испарителях.— «Холодильная техника», 1971, № 6, с. 15—18.

22. *Гачилов Т. С., Иванова В. С., Калчев К. И.* Исследование влияния числа труб испарителя по высоте на его коэффициент теплопередачи.— «Холодильная техника» 1972, № 4, с. 18—21.

23. *Гачилов Т. С., Иванова В. С., Бояджиев С. М.* Влияние расположения испарителя в холодильной камере на его коэффициент теплопередачи.— «Холодильная техника», 1972, № 10, с. 35—39.

24. *Герметичный* холодильный агрегат BC_p 0,35 ~ 1А с ротационным компрессором.— «Холодильная техника», 1970, № 4, с. 50—55. Авт.: П. Г. Ланграт, Э. Я. Аусвальд, В. С. Крылов, А. Б. Пивоваров, Э. В. Ядин, П. П. Растыньш.

25. *Гершзон Д. Е., Барбаль А. И., Черненко Е. Н.* Новое торговое холодильное оборудование для магазинов универсам.— «Холодильная техника», 1975, № 3, с. 14—17.

26. *Гиль И. М.* Проверка приборов защиты малых холодильных агрегатов.— «Холодильная техника», 1974, № 1, с. 45—46.

27. *Гликсон А. Л., Шнайд И. М.* Некоторые особенности беспружинных колебательных компрессоров. В сб.: «Холодильная техника и технология», 1970, № 10.
28. *Гоголин А. А.* Осушение воздуха холодильными машинами. М., 1962. 104 с.
29. *Гоголин А. А.* Об оптимальной скорости фреона в трубках испарителей.— «Холодильная техника», 1965, № 1, с. 29—33.
30. *Гоголин А. А.* О наружном теплообмене пластинчатых поверхностей.— «Холодильная техника», 1969, № 12, с. 11—16.
31. *Гоголин А. А.* Оптимальные перепады температур в испарителях и конденсаторах холодильных машин.— «Холодильная техника», 1972, № 3, с. 23—27
32. *Гоголин А. А., Барулин Н. Я.* Кондиционирование воздуха. М. Госторгиздат, 1963. 128 с.
33. *Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Ширяев Ю. Н.* Исследование внутреннего теплообмена в аппаратах автономных кондиционеров.— «Холодильная техника», 1970, № 9, с. 21—24.
34. *Добровольский А. П.* Теплотехнические испытания судовых холодильных установок. Изд. 2-е. Л., «Судостроение», 1974. 343 с.
35. *Дорош В. С. Коломиец Ю. К., Редкозуб Б. Д.* Высокооборотный герметичный компрессор для судовых автономных кондиционеров.— «Холодильная техника», 1975, № 2, с. 8—10.
36. *Дорош В. С., Редкозуб Б. Д.* Стенд для испытаний герметичных компрессоров.— «Холодильная техника», 1972, № 11, с. 14—17.
37. *Захаров В. С., Якобсон В. Б.* Измерение концентрации масла в циркулирующем фреоне.— «Холодильная техника», 1967, № 5, с. 39—41.
38. *Захаров В. С., Якобсон В. Б.* Испытания на износ компрессоров для домашних холодильников. В сб.: «Надежность малых холодильных машин». Л., 1970. с. 74—79.
39. *Захаров В. С., Якобсон В. Б.* Исследование герметичных компрессоров при работе на фреонах-502 и -22.— «Холодильная техника», 1970, № 5, с. 6—10
40. *Захаров В. С.* Применение ротаметра для измерения малых расходов фреона.— «Холодильная техника» 1973, № 12, с. 25—27.
41. *Захаров Ю. В., Андреев Л. М.* Оборудование судовых систем кондиционирования воздуха. Л., «Судостроение», 1971, 320 с
42. *Захаров Ю. В.* Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Л., «Судостроение», 1972. 568 с.
43. *Захаров Ю. В., Дорош В. С.* Влияние зазора между поршнем и цилиндром на пусковые характеристики герметичного компрессора.— «Холодильная техника», 1975, № 1, с. 16—18.
44. *Зеликовский И. М.* Герметичные компрессоры ФГ и ФГН. — «Холодильная техника», 1974, № 6, с. 58—62.
45. *Зеликовский И. М., Элькин И. А.* Герметичные холодильные машины. М.,Госторгиздат, 1961. 192 с.
46. *Зеликовский И. М., Якобсон В. Б.* Новые герметичные компрессоры и агрегаты.— «Холодильная техника», 1966, № 1, с. 22—27.
47. *Зеликовский И. М., Шварц И. Н., Якобсон В. Б.* Автоматическая защита встроенных электродвигателей герметичных компрессоров.— «Холодильная техника», 1968, № 5, с. 7—11.
48. *Зеликовский И. М., Якобсон В. Б.* Опыт унификации холодильных агрегатов.— «Холодильная техника», 1972, № 7, с. 7—11.
49. *Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г.* Справочник по малым холодильным машинам и установкам. М., «Пищевая промышленность», 1968. 320 с.
50. *Зеликовский И. Х.* Справочник по теплообменным аппаратам малых холодильных машин. М., «Пищевая промышленность», 1973. 177 с.
51. *Изготовление* деталей малых холодильных компрессоров из металлокерамики.— «Холодильная техника», 1973, № 7, с. 46—47. Авт.: Г. В. Лихницкий, В. И. Клемент, В. С. Андреев, В. Н. Руднев.
52. *Измерение* температуры обмотки асинхронных электродвигателей без отключения от питающей сети.— «Холодильная техника», 1973, № 10, с. 48—49. Авт.: О. И. Богданов, О. Г. Богатиков, Л. М. Пясик, Л. М. Гиндин, Г. В. Крым.
53. *Иоффе Д. М.* Конденсаторы с воздушным охлаждением для малых холодильных агрегатов М., Госторгиздат, 1958. 40 с.
54. *Иоффе Д. М., Якобсон В. Б.* Малые холодильные машины и торговое холодильное оборудование. М., Госторгиздат, 1961. 304 с.
55. *Иоффе Д. М.* Исследование технико-экономических характеристик и разработка градации конденсаторов с воздушным охлаждением. — «Холодильная техника», 1963, № 6, с. 23—31.
56. *Иоффе Д. М.* Аэродинамическое сопротивление трубчатых теплообменников с пластинчатыми ребрами.— «Холодильная техника», 1973, № 2, с. 21—23.
57. *Исследование* различных систем охлаждения герметичных компрессоров.— «Холодильная техника», 1964, № 3, с. 28—33. Авт.: Л. Г. Мельниченко, Е. Д. Крицкий, Б. Д. Редкозуб, Ю. В. Глувко.

58. *Испытание* эмалированных проводов для встроенных электродвигателей.— «Холодильная техника», 1970, № 1, с. 21—24. Авт.: И. Б. Пешков, Г. И. Степанова, О. И. Петров, В. Б. Якобсон.

59. *Каневец В. С., Ильинский Д. Н., Каневец Г. Е.* Об оптимизации ребристых поверхностей воздухоохладителей.— «Холодильная техника», 1973, № 5, с. 5—8.

60. *Канторович В. И.* Надежность малых холодильных машин. М., «Пищевая промышленность», 1972. 224 с.

61. *Кейс В. М., Лондон А. А.* Компактные теплообменники. Изд. 2-е. М., «Энергия», 1967.

62. *Константинов Л. И.* Математическое моделирование работы холодильных установок на переменных режимах.—«Холодильная техника», 1975, № 4, с. 26—31.

63. *Крицкий Е. Д.* Основные характеристики автономного кондиционера при цикличной работе.— «Холодильная техника», 1971, № 12, с. 37—41

64. *Кругляк И. Н., Фильченков Н. А., Головченко К. С.* Домашние компрессионные холодильники. М., Машгиз, 1961. 167 с.

65. *Кругляк И Н.* Справочная книга механика по ремонту домашних холодильников. М., «Легкая индустрия», 1971. 214 с.

66. *Крузе А. С.* Регенеративные теплообменники малых холодильных машин.— «Холодильная техника», 1970, № 9, с. 50—52.

67. *Крузе А. С.* Влияние характеристик регенеративного теплообменника на работу холодильной машины и методика его расчета.— «Холодильная техника», 1973, № 8, с. 43—46.

68. *Крузе А. С.* Теплопередача и гидродинамика в регенеративных теплообменниках малых холодильных машин. — «Холодильная техника», 1973, № 9, с. 46—49.

69. *Крылов В. С.* Рабочие процессы в ротационном компрессоре с катящимся поршнем.— «Холодильная техника» 1973, № 4, с. 14—18.

70. *Кузнецов А. П., Черток В. Д., Овчарук В. Д.* К вопросу о применении смесей фреонов в малых холодильных машинах. — «Холодильная техника» 1975, № 6, с. 43—45

71. *Курылев Е. С., Герасимов Н. А.* Холодильные установки. Л., «Машиностроение», 2-е изд. 1970. 672 с.

72. *Ланграт П. Г., Пивоваров А. Б., Фридман Я. Ф.* Повышение износоустойчивости пары лопасть — ротор герметичного ротационного компрессора.— «Холодильная техника», 1971, № 10, с. 26—30.

73. *Лебедев В. Ф., Хелемский А. М., Якобсон В. Б.* Фреоновые холодильные машины рефрижераторных контейнеров.— «Холодильная техника», 1974, № 3, с. 55—58.

74. *Левин И. И., Ткачев А. Г., Розенфельд Л. М.* Холодильные машины. М.—Л. Пищепромиздат, 1939. 500 с.

75. *Лившиц Л. И.* Доводка масляных насосов фреоновых герметичных компрессоров.— «Холодильная техника», 1966, № 5, с. 37—40.

76. *Лившиц Л. И., Хейфец В. З.* Системы смазки малых герметичных фреоновых компрессоров (обзор). М., ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1971. 58 с.

77. *Маликов С. Ф., Тюрин Н. И.* Введение в метрологию. 2-е изд, М.,Издательство стандартов, 1966. 304 с.

78. *Малкин Л. Ш., Филенко А. И., Мозоляко Л. М.* Индикаторный способ контроля влажности во фреоновых герметичных холодильных машинах.— «Холодильная техника», 1972 № 11, с. 17—19.

79. *Малкин Л. Ш., Филенко А. И., Мозоляко Л. М.* Индикаторный способ контроля влажности фреона-22 в холодильных машинах.— «Холодильная техника», 1974, № 6, с. 46.

80. *Мартыновский В. С., Семенюк В. А., Азаров В. И.* Анализ характеристик бытовых термоэлектрических холодильников.— «Холодильная техника», 1974, № 7, с. 22—26.

81. *Мартыновский В. С.* Анализ действительных термодинамических циклов. М. «Энергия», 1972. 216 с.

82. *Мартыновский В. С., Мельцер Л. З.* Судовые холодильные установки. М., «Транспорт», 1964. 384 с.

83. *Медовар Л. Е.* Некоторые конструктивные особенности современных бессальниковых компрессоров.— «Холодильная техника», 1964, № 4, с. 72—74.

84. *Медовар Л. Е.* Индицирование компрессоров ФУБС12 и ФУБС9. — «Холодильная техника», 1965 № 2, с. 9—13.

85. *Мельников А. Я.* Фреоновые компрессоры Мелитопольского завода холодильного машиностроения.— «Холодильная техника», 1965, № 1, с. 19—22.

86. *Мельцер Л. З.* Смазка фреоновых холодильных машин. Изд. 2-е. М., «Пищевая промышленность», 1969. 136 с.

87. *Милованов В. И., Блиндер С. Н., Коломиец Ю. К.* Износоустойчивость поверхностей трения герметичных поршневых компрессоров.— «Холодильная техника», 1968, № 9, с. 15—21.

88. *Милованов В. И.* Влияние зазора поршень — цилиндр герметичного компрессора на его показатели.— «Холодильная техника», 1969, № 7, с. 19—24.
89. *Милованов В. И.* Повышение долговечности герметичных поршневых компрессоров методами функциональной взаимозаменяемости. М., ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1972. 78 с.
90. *Михальская Р. Н.* Испытание фреонового компрессора с интенсивным водяным охлаждением.— «Холодильная техника», 1962, № 6, с. 28—31.
91. *Михеев Н. А.* Основы теплопередачи. М., Госэнергоиздат, 1962. 392 с.
92. *Мостовой А. Ф.* Повышение сопротивления изоляции электродвигателей герметичных компрессоров, работающих на фреоне-22.— «Холодильная техника», 1974, № 6, с. 44—46.
93. *Об охлаждении* электродвигателей экранированных компрессоров.— «Холодильная техника», 1972, № 1, с. 36—38. Авт.: Л. Я. Петрушанская, А. Л. Черняк, И. А. Элькин, В. Б. Якобсон.
94. *О применении* фреона-502 в бытовых холодильниках.— «Холодильная техника», 1974, № 8, с. 25—28. Авт.: А. И. Кривошеев, В. А. Тихомиров, Ю. И. Шурыгин, В. Б. Якобсон.
95. *О рациональном* типе малых конденсаторов водяного охлаждения.— «Холодильная техника», 1973, № 9, с. 31—36. Авт.: А. А. Гоголин, Н. М. Медникова, Л. Е. Медовар, Г. И. Чухман, В. М. Морзинов, Н. Д. Эйкалис.
96. *Очистка* и осушка рабочей среды фреоновых холодильных машин синтетическими адсорбентами. М., ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1972. 46 с. Авт.: Л. Ш. Малкин, В. Л. Колин, А. И. Филенко, В. И. Самойленко, А. О. Гейльман.
97. *Петрушанская Л. Я., Черняк А. В., Якобсон В. Б.* Исследование процессов теплообмена в холодильном герметичном компрессоре.— «Холодильная техника», 1971, № 11, с. 16—20.
98. *Повышение* производительности герметичных компрессоров.— «Холодильная техника», 1960, № 3, с. 18—21. Авт.. И. А. Элькин, М. Н. Мейлихов, А. Л. Черняк, И. Б. Юдицкий.
99. Правила техники безопасности на фреоновых холодильных установках. М., ВНИХИ, 1971, с. 112.
100. *Разработка* ряда двухтрубных конденсаторов с применением электронных вычислительных машин.— «Холодильная техника», 1965, № 1, с. 34—37. Авт: Л. Г. Мельниченко, Е. Д. Крицкий, Д. А. Кузнецов, Н. А. Лантух, Д. П. Литвинов.
101. *Редкозуб Б. Д., Артемюк Б. Т.* К вопросу о выборе встроенного электродвигателя герметичного компрессора.— «Холодильная техника», 1965, № 2, с. 14—17.
102. *Редкозуб Б. Д.* Влияние изменения нагрузки на характеристики герметичного двухцилиндрового компрессора.— «Холодильная техника», 1966, № 8, с. 21—24.
103. *Редкозуб Б. Д.* Новые герметичные компрессоры для кондиционеров.—«Холодильная техника», 1967, № 12, с. 8—13.
104. *Редкозуб Б. Д.* К вопросу о выборе махового момента герметичного компрессора.— «Холодильная техника», 1968, № 5, с. 11—16.
105. *Редкозуб Б. Д., Дорош В. С.* Исследование пускового режима герметичного поршневого компрессора.— «Холодильная техника», 1971, № 3, с. 24—27.
106. *Редкозуб Б. Д. Якобсон В. Б.* Динамические характеристики герметичного поршневого компрессора.— «Холодильная техника», 1972, № 4, с. 9—12.
107. *Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г.* Холодильные машины и аппараты. Изд. 2-е. М., Госторгиздат, 1960. 656 с.
108. *Ролф О. К.* Ремонт герметичных холодильных агрегатов. (Пер. с англ.). Под ред. В. Б. Якобсона. М., Госторгиздат, 1960. 159 с.
109. *Соловьев С. Н., Блиндер С. Н.* Методы расчета износа подшипниковых соединений поршневых холодильных компрессоров.— «Труды НКИ», 1974, вып. 79, с. 114—123.
110. *Теплообменные* аппараты холодильных установок. Л., «Машиностроение», 1973. 328 с. Авт.: Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов, Н. М. Медникова.
111. *Термическое* сопротивление в месте соприкосновения труб и пластинчатых ребер.— «Холодильная техника», 1970, № 12, с. 18—21. Авт.: Д. М. Иоффе, Э. В. Ядин, И. Е. Беляк, И. А. Элькин, А. Д. Гохфельд.
111а. *Тихомиров В. А., Якобсон В. Б., Шпрингман В. Г.* Шум и вибрации малых холодильных агрегатов.— «Холодильная техника», 1962, № 3, с. 22—29.
112. *Тихомиров В. А.* Малошумные вентиляторы для малых холодильных агрегатов.— «Холодильная техника», 1964, № 6, с. 18—25.
113. *Тихомиров В. А.* Новый стенд ВНИХИ для исследования шума малых холодильных машин.— «Холодильная техника», 1966, № 8, с. 10—16.
114. *Тихомиров В. А., Якобсон В. Б.* О выборе оптимального зазора между поршнем и цилиндром герметичного компрессора.— «Холодильная техника», 1969, № 9, с. 8—10.
115. *Тихомиров В. А.* Исследование звукоизолирующей способности кожухов герметичных компрессоров.— «Холодильная техника», 1969, № 10, с. 17—22.

116. *Тихомиров В. А.* Выбор вентиляторов для герметичных холодильных агрегатов.— «Холодильная техника», 1970, № 5, с. 10—12.
117. *Тихомиров В. А., Якобсон В. Б.* Влияние динамики газовых потоков на шумовые характеристики герметичных компрессоров. — «Холодильная техника», 1971, № 8, с. 10—14.
118. *Тихомиров В. А.* Методы контроля шума и борьба с ним в торговом холодильном оборудовании и бытовых холодильниках. М., ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1974. 76 с.
119. *Тихомиров В. А.* Способы борьбы с шумом встроенных в торговое холодильное оборудование холодильных агрегатов.— «Холодильная техника», 1974, №12, с. 29—34.
120. *Трускова Л. А.* Отечественные автономные кондиционеры. М., ВНИХИ, 1973. 38 с.
121. *Ужанский В. С.* Автоматизация холодильных машин и установок. М., «Пищевая промышленность», 1973. 296 с.
122. *Ужанский В. С., Каплан Л. Г., Вольская Л. С.* Холодильная автоматика. Справочник. М., «Пищевая промышленность», 1971. 463 с.
123. *Филенко А. И., Малкин Л. Ш., Колин В. С.* Совершенствование способов осушки и очистки фреоновых герметичных холодильных агрегатов.— «Холодильная техника», 1975, № 3, с. 23—26.
124. *Френкель М. И.* Поршневые компрессоры. Изд. 3-е. Л., «Машиностроение», 1969. 743с.
125. *Хармац Б. И., Элькин И. А., Богатиков О. Г.* Исследование процессов изнашивания деталей фреоновых герметичных компрессоров.— «Холодильная техника», 1972, № 3, с. 18—23.
126. *Холодильная техника.* Энциклопедический справочник. Т. I—III. М., Госторгиздат, 1960—1962.
127. *Холодильные машины.* Под ред. Н. Н. Кошкина. М., «Пищевая промышленность», 1973. 512 с.
128. *Холодильные* машины и аппараты. Каталог-справочник. Т. I и II. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1970, 1971.
129. *Цыдзик В. Е., Иоэльсон Е. Б.* Холодильные машины и аппараты. Ч. I. М.—Л., Госэнергоиздат, 1932. 312 с.
130. *Цыдзик В. Е., Бармин В. П., Вейнберг Б. С.* Холодильные машины и аппараты. Под ред. В. Е. Цыдзика. М., Машгиз, 1946 672 с.
131. *Цырлин Б. Л.* Усовершенствование конструкций аммиачных блок-картерных компрессоров. М., Госторгиздат, 1961. 40 с.
132. *Цырлин Б. Л.* Исследование энергетических характеристик поршневых холодильных компрессоров.— «Холодильная техника», 1967, № 11, с. 33—38.
133. *Чайковский В. Ф. Кузнецов А. П.* Использование смесей холодильных агентов в компрессионных холодильных машинах.— «Холодильная техника», 1963, № 1, с. 9—11.
134. *Черняк А. Л., Якобсон В. Б.* Низкотемпературные герметичные компрессоры. —«Холодильная техника», 1963, № 3, с. 15—22.
135. *Черняк А. Л., Богданов О. И., Левин В. М.* Непрерывный автоматический контроль расхода жидкого фреона при испытаниях малых холодильных машин.— «Холодильная техника», 1976, № 3, с. 53—54.
136. *Шавра В. М.* Автоматизированные малые фреоновые холодильные установки с несколькими охлаждаемыми объектами. М., Госторгиздат, 1960. 48 с.
137. *Шавра В. М., Якобсон В. Б.* Характеристики терморегулирующих вентилей.— «Холодильная техника», 1961, № 6, с. 17—24.
138. *Шавра В. М.* Влияние перегрева пара, выходящего из испарителя, на работу малой холодильной машины.— «Холодильная техника», 1962, № 6, с. 20—27.
139. *Шавра В. М.* Влияние перегрева всасываемого пара на работу фреонового компрессора.— «Холодильная техника», 1963, № 1, с. 23—29.
140. *Шавра В. М.* Исследование и расчет фреонового регенеративного теплообменника.— «Холодильная техника», 1963, № 2, с. 18—24.
141. *Шавра В. М.* Малые фреоновые воздухоохладители.— «Холодильная техника», 1965, № 5, с. 18—23.
142. *Шавра В. М.* Сравнительные испытания холодильного агрегата на неазеотропной смеси и фреоне-12.— «Холодильная техника», 1966, № 8, с. 24—28.
143. *Шварц И. Н.* Расчет пластин нагнетательных клапанов фреоновых герметичных компрессоров.— «Холодильная техника», 1964, № 3, с. 23—27.
144. *Шевчук Г. И., Медовар Л. Е., Якобсон В. Б.* Исследование температурных полей встроенных электродвигателей холодильных компрессоров.— «Холодильная техника», 1969, № 10, с. 28—33.
145. *Шевчук Г. И.* Расчет температуры обмотки встроенного электродвигателя холодильного компрессора.— «Холодильная техника», 1974, № 5, с. 32—35.
146. *Шнайд И. М., Гликсон А. Л.* Характеристики электродинамических и элек-

тромагнитных компрессоров при переменных рабочих условиях.— «Холодильная техника и технология», 1970, № 9.
147. *Шор Я. Б.* Статистические методы анализа и контроля качества и надежности. М., Совради о, 1962.
148. *Шувалов В. П., Якобсон В. Б.* О квалиметрии холодильных машин.— «Холодильная техника». 1971, № 9. с. 15—18.
149. *Электронный* индикатор давления с малогабаритными пьезокерамическими датчиками. М., ВНИХИ, 1966, с. 45.
150. *Элькин И. А., Якобсон В. Б.* Фреоновый компрессор 2ФВ-4/4,5. — «Холодильная техника», 1952, № 3, с. 8—15.
151. *Элькин И. А., Якобсон В. Б.* Разработка ряда бессальниковых компрессоров малой производительности.— «Холодильная техника», 1953, № 3, с. 5—11.
152. *Элькин И. А., Жученко В. А.* Износоустойчивость компрессоров фреоновых холодильных машин типа ФАК.— «Холодильная техника», 1955, № 1, с. 59—62.
153. *Элькин И. А.* Влияние зазора поршень — цилиндр на характеристики герметичного компрессора.— «Холодильная техника», 1966, № 2, с. 8—10.
154. *Элькин И. А.* Герметичный компрессор с вынесенным статором.— «Холодильная техника». 1967, № 8, с. 10—12.
155. *Элькин И. А., Шевченко В. С., Якобсон В. Б.* Тепловые испытания экранированного герметичного компрессора $ФГ_э$ 0,7 ~ 3 и агрегата $ВС_э$ 0,7 ~ 3.— «Холодильная техника», 1969, № 12. с. 8—11.
156. *Явчель Б. К.* Влияние инея на теплопередачу и аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя.— «Холодильная техника», 1970, № 9, с. 25—29.
157. *Ядин Э. В., Давыдова З. Н.* Влияние масла на работу герметичного ротационного компрессора.— «Холодильная техника», 1970, № 8, с. 25—29.
158. *Ядин Э. В., Давыдова З. Н.* Влияние зазоров в полости сжатия на работу герметичного ротационного компрессора.— «Холодильная техника», 1971, № 8, с. 5—9.
159. *Якобсон В. Б.* Автоматическое регулирование малых холодильных машин. Сборник МВТУ № 2. М., 1949, с. 71—112.
160. *Якобсон В. Б.* Теоретические циклы и пути совершенствования паровой холодильной машины. — «Холодильная техника». 1976, № 5, с. 34—37.
161. *Якобсон В. Б.* Исследование воздушных конденсаторов малой производительности.— «Холодильная техника», 1975, № 10, с. 22—26.
162. *Якобсон В. Б.* Приборы и схемы автоматизации малых холодильных установок. М., Госторгиздат, 1958. 128 с.
163. *Якобсон В. Б.* Государственные стандарты и качество малых холодильных компрессоров и агрегатов — «Холодильная техника», 1975, № 12, с. 7—9.
164. *Якобсон В. Б.* Испытание герметичных компрессоров на фреоне-12 и фреоне-22.— «Холодильная техника», 1960, № 3, с. 13—17.
165. *Якобсон В. Б.* Герметичные фреоновые компрессоры.— «Холодильная техника», 1961, № 5, с. 31—36.
166. *Якобсон В. Б.* Автоматизация холодильных установок. Изд. 2-е. М., Госторгиздат, 1962. 408 с.
167. *Якобсон В. Б.* Новые герметичные холодильные компрессоры и агрегаты.— «Холодильная техника», 1963, № 2, с. 66—69.
168. *Якобсон В. Б.* Исследование теплового режима холодильной машины с герметичным компрессором.— «Холодильная техника», 1963, № 5, с. 7—14.
169. *Якобсон В. Б.* Исследование влияния перегрева всасываемого пара на работу холодильной машины.— «Холодильная техника», 1964, № 2, с. 22—29.
170. *Якобсон В. Б.* Методы испытания малых фреоновых холодильных компрессоров.— «Холодильная техника», 1964, № 5, с. 60—65; 1965; № 1, с. 49—53.
171. *Якобсон В. Б.* Энергетические потери в герметичном компрессоре.— «Холодильная техника», 1965, № 2, с. 4—9.
172. *Якобсон В. Б.* Теплообмен холодильных компрессоров с окружающей средой.— «Холодильная техника», 1965, № 5, с. 23—28.
173. *Якобсон В. Б.* Герметичные холодильные агрегаты для тропических стран и южных районов Советского Союза. — «Холодильная техника», 1966, № 2, с. 4—8.
174. *Якобсон В. Б.* Основные показатели качества малых холодильных компрессоров.— «Холодильная техника», 1966, № 10, с. 5—10.
175. *Якобсон В. Б.* Малые холодильные компрессоры (обзор зарубежной техники). М., НИИмаш, 1967. 85 с.
176. *Якобсон В. Б.* Техника безопасности на фреоновых холодильных установках.— «Холодильная техника», 1968, № 4, с. 25—29.
177. *Якобсон В. Б.* Основные показатели надежности малых холодильных компрессоров и агрегатов.— «Холодильная техника», 1968, № 9, с. 10—15.
178. *Якобсон В. Б.* Определение числа секций конденсаторов с воздушным охлаждением.— «Холодильная техника», 1969, № 2, с. 9—14.
179. *Якобсон В. Б.* Термодинамические циклы холодильной машины с герметичным компрессором.— «Холодильная техника», 1969, № 5, с. 29—34.

180. *Якобсон В. Б.* Некоторые особенности термодинамических циклов малых холодильных машин.— «Холодильная техника», 1969, № 11, с. 26—30.
181. *Якобсон В. Б.* Тепловой расчет и обобщенные характеристики малых холодильных компрессоров.— «Холодильная техника», 1970, № 3, с. 11—15.
182. *Якобсон В. Б.* Исследования малых холодильных компрессоров. Сб. трудов ВНИХИ. М., 1970, с. 209—223.
183. *Якобсон В. Б.* Надежность герметичных холодильных агрегатов. М., ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1971. 58 с.
184. *Якобсон В. Б.* Новые фреоновые герметичные быстроходные компрессоры.— «Холодильная техника», 1972, № 10, с. 41—46.
185. *Якобсон В. Б.* Основные направления развития малых холодильных машин и установок.— «Холодильная техника», 1973, № 4, с. 4—7.
186. *Якобсон В. Б.* Энергетические характеристики малых холодильных машин и тепловых насосов.— «Холодильная техника», 1973, № 6, с. 16—19.
187. *Якобсон В. Б.* Применение холодильных машин. М., «Машиностроение», 1975. 199 с.
188. *Якобсон В. Б.* Оценка технического уровня и оптимизация малых холодильных компрессоров и агрегатов.— «Холодильная техника», 1975, № 6, с. 16—21.
189. *Ястржембский А. С.* Техническая термодинамика, Изд. 8-е. М., Госэнергоиздат, 1960. 544 с.
190. *ASHRAE Guide and Data Book Equipment.* New York, 1972.
191. *ASHRAE Guide and Data Book.* Application. New York, 1970.
192. *A.S.R.E.* Methods of Testing for Rating Mechanical Condesing Units. Standard. 1958, N 14—59.
193. *A.S.R.E.* Methods of Testing for Rating Refrigerant Compressors. Standard. 1958, N 23—59.
194. *Cabalka O.* Echange de chaleur dans un compresseur hermétique. Annexe Bulletin IIF. 1965, N 4.
195. *Cohen R.* Valve analysis for fatigue problems. „ASHRAE Journal", 1973, N 1.
196. *Dienemann W.* Leistungsuntersuchungen an Kleinkalteverdichtern durch Indizieren — „Kältetechnik", 1962, N 11.
197. *D.K.V.* Kältemaschinenregeln. 5 Aufl. Muller. Karlsruhe, 1958.
198. *Enemark A. F.*, Temperature of Electromotor Winding and Insulating Materials for Hermetic Compressor. „World Refrigeration", 1966, N IV.
199. *Funer V., Tauchmann R.* Modern Messverfahren fur die Untersuchung von Kompressionskältemaschinen. „Kältetechnik", 1963, N 9.
200. *Galazzi I. A.* Factors effecting the export market for hermetic refrigeration compressors. „ASHRAE Journal", 1967, N 7.
201. *Gibson J. L.* A direct expansion calorimeter. Refr. Eng. 1932. Oct.
202. *Cosney W. B.* The Calorimetric Determination of Refrigerating Capacity. „Journal Refriger", 1962, N 3.
203. *Graupner K. H.* Wärmeabführung bei sauggasgekühlten Hermetikkompressoren. „Luft- und Kältetechnik", 1969, N 2.
204. *Heinrich G., Krug W.* Dynamik des Temperaturverhaltens von Motorkompressoren „Luft- und Kältetechnik", 1966, N 2.
205. *Hesse M.* Die Messung der mechanischen Verlustleistung des Hermetikkompressors. „Luft- und Kältetechnik", 1970, N 3.
206. *Hirschberg H. G.* Messverfahren für Kältemaschinen kleinster Leistung. „Kältetechnik", 1961, N 2.
207. *Jensen O.* Heat exchange in refrigerating compressors. XII Int. Congr. Refrigeration. Madrid, 1967.
208. *Lorentzen G.* Leveringsgrad og virkningsgrad for Kjolekompressorer. Bergen. 1949.
209. *Lorentzen G.* Evaporator design and liquid feed regulation. Bull. IIF. 1958, N 2.
210. *Maclaren J. F. T., Kerr S. V.* Computer analysis of cantilever reed valves. XIII Int. Congr. Refrigeration. Washington. 1971.
211. *Najork H.* Optimisation of self-acting valves in refrigeration reciprocating compressors. XIII Int. Congr. Refrigeration, Washington, 1971.
212. *Pazdera V.* Ke konstrukci kondenzatoru. „Promusyl potravin", 1965, N 5.
213. *Plank R., Kuprianoff J.* Kleinkältemaschine, Berlin, 1946, 2 Aufl., Berlin, 1960.
214. *Plank R.* Handbuch der Kältetechnik. I—XII Band. Berlin. 1958—1966.
215. *Schmidt H.* Prüfung von gekapselten Motorverdichtern in vereinfachten Kältekreislauf. „Kältetechnik", 1962, N 7.
216. *Smith H. I.* Effect of piston — bore clearance in small refrigeration compressors. „Journal of Refrigeration", 1961, N 5.
217. *Steinle H.* Prüfung und Auswahl von Kunststoffen für Verwendung in gekapselten Kältemaschinen. „Kältetechnik", 1964, N 11.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Виктор Борисович Якобсон

МАЛЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Редактор Г. А. Гусева
Художник В. С. Сергеев
Художественный редактор Е. К. Селикова
Технический редактор Л. И. Кувыркина
Корректоры З. В. Коршунова, Т. Н. Бобрикова

Т—20705. Сдано в набор 11/VI 1976 г. Подписано в печать 2/XI 1976 г. Формат 70×100[1]/16. Бумага типографская № 1. Объем 23,0 печ. л.=29,67 усл. печ. л. Учетн.-изд. л. 29,91. Тираж 65 000 экз. Заказ 515. Цена 1 р. 73 к.

Издательство «Пищевая промышленность»
113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., 12

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.